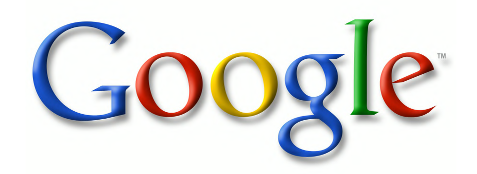
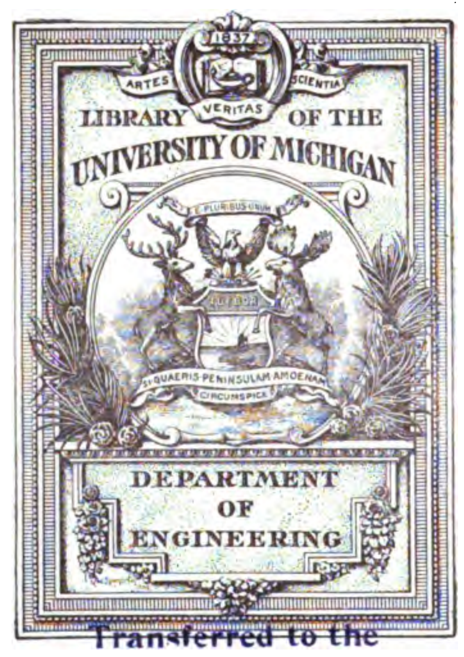



1837
ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
E PLURIBUS UNUM
SI QUAERIS PENINSULAM AMOENAM
CIRCUMSPICE
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING

Holzstiche
aus dem xylographischen Atelier
von Friedrich Vieweg und Sohn
in Braunschweig.

Papier
aus der mechanischen Papier-Fabrik
der Gebrüder Vieweg zu Wendhausen
bei Braunschweig.

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Mit den nöthigen Hülfslehren aus der Analysis

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Dr. phil. Julius Weisbach,

weil. Königl. sächsischer Ober-Bergrath und Professor an der sächsischen Bergakademie zu Freiberg.

Dritter Theil:

Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Zweite

verbesserte und vervollständigte Auflage

bearbeitet von

Gustav Herrmann,

Professor an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

Mit zahlreichen Holzstichen.

Zweite Abtheilung.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1880 – 1882.

Die Mechanik

der

Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Für den
Unterricht an technischen Lehranstalten
sowie zum
Gebrauche für Techniker.

Dritter Theil
von
Dr. Julius Weisbach's
Ingenieur- und Maschinen-Mechanik

bearbeitet von
Gustav Herrmann,
Professor an der Königlichen technischen Hochschule zu Aachen.

Zweite verbesserte und vervollständigte Auflage.

Zweite Abtheilung.

Die Maschinen zur Ortsveränderung.

Mit zahlreichen Holzstichen.

Braunschweig,
Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.
1880—1882.

Inhalt des dritten Theiles.

Zweite Abtheilung.

Erstes Capitel.

Die Hebevorrichtungen.

Zweites Capitel.

Der Transport zu Lande.

Drittes Capitel.

Der Transport zu Wasser.

Viertes Capitel.

Die Bewegung des Wassers.

Fünftes Capitel.

Die Bewegung der Luft.

Erstes Capitel.

Die Hebevorrichtungen.

Hebevorrichtungen überhaupt. Der Zweck aller Hebevorrichtungen ist bereits als eine Ortsveränderung fester Körper unter gleichzeitiger Veränderung der Höhenlage ihrer Schwerpunkte angegeben; dieselben dienen mit anderen Worten zum Heben und Senken von Massen. Diese Vorrichtungen finden demgemäß hauptsächlich Anwendung bei der Gewinnung bergmännischer Produkte durch die sogenannte Förderung und in der Bautechnik zur Hebung der Baumaterialien und zu deren Vertheilung. Ebenso werden dieselben nothwendig in Speichern und Waarenmagazinen behufs der Aufstapelung von Waaren, in welchem Falle diese Vorrichtungen ebensowohl zum Niederlassen oder Senken wie zum Heben der Massen dienen. Endlich sind die mannichfachsten Hebevorrichtungen beim Betriebe industrieller Werke und zur Herstellung technischer Artikel überall da nothwendig, wo die betreffende Hebung nicht direkt durch die Menschenhand auszuführen ist. §. 1.

Wie bereits angegeben, setzt sich die zum Betriebe einer Hebemaschine erforderliche Leistung des Motors zusammen aus der eigentlichen Nutzwirkung, d. h. dem Produkte Qh des gehobenen Gewichtes Q und der vertikalen Erhebung h, und der Arbeit der schädlichen Widerstände. Auf eine in der gehobenen Masse wegen deren Geschwindigkeit aufgespeicherte lebendige Kraft braucht man in den gewöhnlichen Fällen nicht Rücksicht zu nehmen, da die Einrichtungen fast immer so getroffen sind, daß die gehobene Last den Endpunkt ihres Weges mit einer Geschwindigkeit gleich Null erreicht.

Handelt es sich bei einer Hebevorrichtung nur um zeitweise Hebungen von geringerem Arbeitsbetrage, so verwendet man zum Betriebe meistens die menschliche Hand, wie dies bei den zahlreichen Windevorrichtungen zu den

verschiedensten Zwecken üblich ist. Wenn dagegen eine Hebevorrichtung dauernd oder während des größten Theiles der Zeit in Thätigkeit zu erhalten ist, so wird man sich, namentlich bei größerer Leistung, der Elementarkräfte, insbesondere der Dampfkraft, bedienen. Man wendet daher Dampfmaschinen nicht nur zur Förderung in Bergwerken, sondern auch bei größeren Bauausführungen und in Speicheranlagen neuerdings vielfach an.

Eine Hebevorrichtung wird im Allgemeinen hinsichtlich der Benutzung der Triebkraft um so vortheilhafter genannt werden müssen, je geringer die schädlichen Widerstände im Vergleiche mit der eigentlichen Nutzwirkung sind. Wären solche schädliche Widerstände gar nicht vorhanden, so würden alle Hebevorrichtungen in Bezug des Kraftverbrauches von gleicher Güte sein, denn man hätte für jede Construction nach dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten die Gleichung

$$Qh = Ps,$$

wenn s den Weg der Triebkraft P in deren Richtung genommen für eine Erhebung der Last Q auf die Höhe h bedeutet. Unter dieser Voraussetzung einer vollkommen reibungslosen Bewegung hätte man daher die theoretisch erforderliche Betriebskraft, welche hier und in der Folge durch P_0 bezeichnet werden soll, gleich

$$P_0 = Q\frac{h}{s}.$$

Bezeichnet man nun allgemein mit Ww die mechanische Arbeit sämmtlicher schädlichen Widerstände während einer Hebung oder Senkung der Last Q um die Größe h, d. h. also, versteht man unter Ww die Summe der Produkte aus allen einzelnen schädlichen Widerständen W in ihre respectiven Wege w, so hat man für die Hebung die Beziehung:

$$Qh + Ww = Ps,$$

oder

$$P = \frac{Qh + Ww}{s}.$$

Hieraus folgt, daß die wirkliche Kraft P unter allen Umständen größer ist als die theoretische P_0, so lange die Widerstände W in demselben Sinne wirken, wie die Last Q, d. h. sobald durch die Kraft P eine Erhebung der Last Q angestrebt wird. Es möge dieser Zustand als der Vorwärtsgang der Hebevorrichtung bezeichnet werden, im Gegensatze zu dem Rückgange, welcher bei einem Sinken der Last Q eintritt, bei welchem die Bewegung ihren Antrieb von Q erhält und P als ein Widerstand aufgefaßt werden muß, welcher sich einer Beschleunigung der Bewegung entgegensetzt. Bezeichnet man die zu dem letzteren Zwecke während des Rück-

ganges aufzuwendende Kraft mit (P), und die Arbeit der schädlichen Widerstände während des erfolgenden Rückganges mit $(W)w$, so gilt für den Rückgang, für welchen die stets hemmenden Nebenhindernisse W nunmehr in gleichem Sinne mit (P) wirken, $(P)s + (W)w = Qh$ und man erhält daher

$$(P) = \frac{Qh - (W)w}{s},$$

also geringer als die theoretische Kraft P_0.

Es ist gebräuchlich, bei Winden und anderen Maschinen das Verhältniß

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Qh}{Qh + Ww}$$

der theoretisch nur erforderlichen zu der in Wirklichkeit nöthigen Kraft unter der Bezeichnung Wirkungsgrad oder Güteverhältniß (auch Nutzeffectscoefficient) einzuführen. Dieses Verhältniß, welches dem Obigen zufolge stets kleiner ist als Eins, giebt denjenigen Theil oder Procentsatz der angewendeten Triebkraft P an, welcher allein zur Erzeugung der nützlichen Wirkung verwendet wird.

In derselben Art kann man auch von einem Wirkungsgrade für den Rückgang der Hebevorrichtung sprechen, indem man darunter das Verhältniß der beim Sinken der Last Q thatsächlich ausgeübten Kraft (P) zu der theoretischen P_0

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{Qh - (W)w}{Qh}$$

versteht. Auch dieser Werth ist immer kleiner als Eins und wird, wie die Gleichung zeigt, sogar negativ, sobald $(W)w > Qh$ ausfällt. Für den Grenzfall $(W)w = Qh$ ist (η) und damit (P) gleich Null, d. h. also, die Maschine würde für sich, ohne Anbringung einer besonderen Kraft (P) im Gleichgewichte sein. Ein negativer Werth von (η), für welchen also auch $(P) = (\eta)\,P_0$ negativ ausfällt, bedeutet daher, daß zum Senken der Last noch eine Kraft (P) anzubringen ist, welche in demselben Sinne wie Q wirksam ist, also die rückgängige Bewegung zu befördern sucht, anstatt sie zu hemmen. Man kann daher einen negativen Werth von (η) als ein Kennzeichen für die Eigenschaft der Maschine ansehen, sich selbstthätig gegen ein Rückwärtsgehen zu sperren, welche Eigenschaft, wie aus III. 1 sich ersehen läßt, unter gewissen Verhältnissen beispielsweise den Schrauben zukommt. Der Wirkungsgrad η für den Vorwärtsgang kann natürlich nur einen positiven Werth haben.

Die Einführung und Benutzung von Coefficienten für den Wirkungsgrad gewährt für die praktische Rechnung große Bequemlichkeit, insofern man mit

Hülfe derselben die Kraftverhältnisse bei den verschiedensten Maschineneinrichtungen in einfacher Art beurtheilen kann. Da man nämlich auch bei sehr zusammengesetzten Maschinen immer die theoretische Kraft

$$P_0 = Q\frac{h}{s}$$

aus dem Verhältnisse der Wege h und s leicht bestimmen kann, so ergiebt die Kenntniß des Wirkungsgrades η sofort die wirkliche Triebkraft

$$P = \frac{P_0}{\eta}.$$

Nun ist aber der Werth von η auch für sehr zusammengesetzte Maschinen leicht zu ermitteln, wenn man die Werthe der Nutzeffectscoefficienten der einzelnen Elementargetriebe kennt, aus denen die Maschine besteht. Sind nämlich mit $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots \eta_n$ diese Werthe für jene einfachen Getriebe bezeichnet, so hat man, wie sich leicht ersieht, und auch schon in III. 1. Anhang angegeben worden ist, den Wirkungsgrad der zusammengesetzten Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \ldots \eta_n.$$

Da nun die einzelnen Elementargetriebe, aus welchen alle Hebemaschinen bestehen, auf eine sehr beschränkte Anzahl verschiedener Arten zurückzuführen sind, wie sich aus dem Späteren ergeben wird, so erkennt man hieraus schon, daß eine Kenntniß der Durchschnittswerthe von η für jene einfachen Getriebe in den meisten Fällen zu für die Praxis hinreichend genauen Resultaten führen wird. Aus den späteren Untersuchungen wird dies deutlicher hervorgehen.

Es möge hier nur noch eine allgemeine Bemerkung hinsichtlich des Wirkungsgrades der oben erwähnten selbstsperrenden Vorrichtungen gemacht werden, für welche der Wirkungsgrad (η) des Rückganges negativ gefunden wurde. Dieselben werden im Allgemeinen auch für den Vorwärtsgang ein verhältnißmäßig geringes Güteverhältniß η haben, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt.

Setzt man den Grenzfall $(\eta) = 0$ voraus, für welchen die Vorrichtung gerade noch die Eigenschaft der selbstthätigen Sperrung besitzt, so hat man hierfür

$$Q h = (W) w.$$

Für den Vorwärtsgang ist allgemein

$$\eta = \frac{Q h}{Q h + W w}$$

Unter der Voraussetzung, daß die beiden Werthe W und (W) von gleicher Größe seien, also auch $Qh = Ww$ wäre, hätte man daher

$$\eta = \frac{Qh}{Qh + Ww} = \frac{Qh}{Qh + Qh} = \frac{1}{2}.$$

Unter der gemachten Voraussetzung würde sich also das Resultat ergeben, daß der Wirkungsgrad einer selbstsperrenden Hebevorrichtung im günstigsten Falle 50 Procent betragen könne, und in allen Fällen noch kleiner sein müsse, in denen (η) für den Rückgang nicht Null ist, sondern einen negativen Werth hat, d. h. wenn $(W) w > Qh$ ist.

Nun hat zwar die Arbeit der schädlichen Widerstände für den Vorwärtsgang Ww einen anderen Werth als für den Rückwärtsgang $(W) w$, insofern die schädlichen Widerstände von den wirkenden Kräften also W von Q und P und (W) von Q und (P) abhängig sind. Allgemein wird man annehmen können, daß W größer ist als (W), weil P immer den Werth von (P) übertrifft, obwohl in einzelnen seltenen Fällen der Widerstand W auch kleiner ausfallen kann als (W). Wenn daher das oben ausgesprochene Resultat auch nicht in völliger Allgemeinheit, sondern nur unter der Voraussetzung gilt, daß die schädlichen Widerstände beim Rückgange nicht mehr Arbeit aufzehren, als beim Vorwärtsgange, so wird man doch in allen Fällen annehmen dürfen, daß der Wirkungsgrad aller sich von selbst sperrenden Hebevorrichtungen nur ein geringer ist, und die Anwendung solcher Vorrichtungen wird sich daher aus ökonomischen Gründen nicht empfehlen, sobald es sich um Ausübung bedeutender Leistungen handelt. Dagegen können derartige Vorrichtungen wegen der Bequemlichkeit in der Handhabung und wegen der Sicherheit gegen zufälliges Rückwärtsgehen unter Umständen, wo es sich nur um zeitweisen Betrieb handelt, sehr brauchbar sein.

Da die oben für den Wirkungsgrad einer aus mehreren Getrieben zusammengesetzten Maschine gefundene Beziehung auch für den Rückgang gilt, man also unter Beibehaltung der gewählten Bezeichnung hierfür

$$(\eta) = (\eta_1)\,(\eta_2)\,(\eta_3)\,\ldots\,(\eta_n)$$

hat, so erkennt man hieraus, daß (η) nur negativ wird, wenn einer der Factoren rechts es ist, und schließt, daß eine Maschine nur selbstsperrend sein kann, wenn eins ihrer Getriebe es ist. Es bedarf wohl keiner Erwähnung, daß man aus obiger Gleichung nicht auf einen positiven Werth von (η) schließen darf, wenn zwei der Factoren auf der rechten Seite negativ sind, denn schon das erste selbstsperrende Getriebe hindert die Last am Rückgange, für die noch folgenden Getriebe kann daher überhaupt nicht mehr von einem Rückwärtsgange, sondern nur von einem Vorwärtsgehen nach der einen oder anderen Richtung gesprochen werden.

Hülfe derselben die Kraftverhältnisse bei den verschiedensten Maschinen-einrichtungen in einfacher Art beurtheilen kann. Da man nämlich auch bei sehr zusammengesetzten Maschinen immer die theoretische Kraft

$$P_0 = Q \frac{h}{s}$$

aus dem Verhältnisse der Wege h und s leicht bestimmen kann, so ergiebt die Kenntniß des Wirkungsgrades η sofort die wirkliche Triebkraft

$$P = \frac{P_0}{\eta}.$$

Nun ist aber der Werth von η auch für sehr zusammengesetzte Maschinen leicht zu ermitteln, wenn man die Werthe der Nutzeffectscoefficienten der einzelnen Elementargetriebe kennt, aus denen die Maschine besteht. Sind nämlich mit $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots \eta_n$ diese Werthe für jene einfachen Getriebe bezeichnet, so hat man, wie sich leicht ersieht, und auch schon in III. 1. Anhang angegeben worden ist, den Wirkungsgrad der zusammengesetzten Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \ldots \eta_n.$$

Da nun die einzelnen Elementargetriebe, aus welchen alle Hebemaschinen bestehen, auf eine sehr beschränkte Anzahl verschiedener Arten zurückzuführen sind, wie sich aus dem Späteren ergeben wird, so erkennt man hieraus schon, daß eine Kenntniß der Durchschnittswerthe von η für jene einfachen Getriebe in den meisten Fällen zu für die Praxis hinreichend genauen Resultaten führen wird. Aus den späteren Untersuchungen wird dies deutlicher hervorgehen.

Es möge hier nur noch eine allgemeine Bemerkung hinsichtlich des Wirkungsgrades der oben erwähnten selbstsperrenden Vorrichtungen gemacht werden, für welche der Wirkungsgrad (η) des Rückganges negativ gefunden wurde. Dieselben werden im Allgemeinen auch für den Vorwärtsgang ein verhältnißmäßig geringes Güteverhältniß η haben, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt.

Setzt man den Grenzfall $(\eta) = 0$ voraus, für welchen die Vorrichtung gerade noch die Eigenschaft der selbstthätigen Sperrung besitzt, so hat man hierfür

$$Q h = (W) w.$$

Für den Vorwärtsgang ist allgemein

$$\eta = \frac{Q h}{Q h + W w}$$

Unter der Voraussetzung, daß die beiden Werthe W und (W) von gleicher Größe seien, also auch $Qh = Ww$ wäre, hätte man daher

$$\eta = \frac{Qh}{Qh + Ww} = \frac{Qh}{Qh + Qh} = \frac{1}{2}.$$

Unter der gemachten Voraussetzung würde sich also das Resultat ergeben, daß der Wirkungsgrad einer selbstsperrenden Hebevorrichtung im günstigsten Falle 50 Procent betragen könne, und in allen Fällen noch kleiner sein müsse, in denen (η) für den Rückgang nicht Null ist, sondern einen negativen Werth hat, d. h. wenn $(W)w > Qh$ ist.

Nun hat zwar die Arbeit der schädlichen Widerstände für den Vorwärtsgang Ww einen anderen Werth als für den Rückwärtsgang $(W)w$, insofern die schädlichen Widerstände von den wirkenden Kräften also W von Q und P und (W) von Q und (P) abhängig sind. Allgemein wird man annehmen können, daß W größer ist als (W), weil P immer den Werth von (P) übertrifft, obwohl in einzelnen seltenen Fällen der Widerstand W auch kleiner ausfallen kann als (W). Wenn daher das oben ausgesprochene Resultat auch nicht in völliger Allgemeinheit, sondern nur unter der Voraussetzung gilt, daß die schädlichen Widerstände beim Rückgange nicht mehr Arbeit aufzehren, als beim Vorwärtsgange, so wird man doch in allen Fällen annehmen dürfen, daß der Wirkungsgrad aller sich von selbst sperrenden Hebevorrichtungen nur ein geringer ist, und die Anwendung solcher Vorrichtungen wird sich daher aus ökonomischen Gründen nicht empfehlen, sobald es sich um Ausübung bedeutender Leistungen handelt. Dagegen können derartige Vorrichtungen wegen der Bequemlichkeit in der Handhabung und wegen der Sicherheit gegen zufälliges Rückwärtsgehen unter Umständen, wo es sich nur um zeitweisen Betrieb handelt, sehr brauchbar sein.

Da die oben für den Wirkungsgrad einer aus mehreren Getrieben zusammengesetzten Maschine gefundene Beziehung auch für den Rückgang gilt, man also unter Beibehaltung der gewählten Bezeichnung hierfür

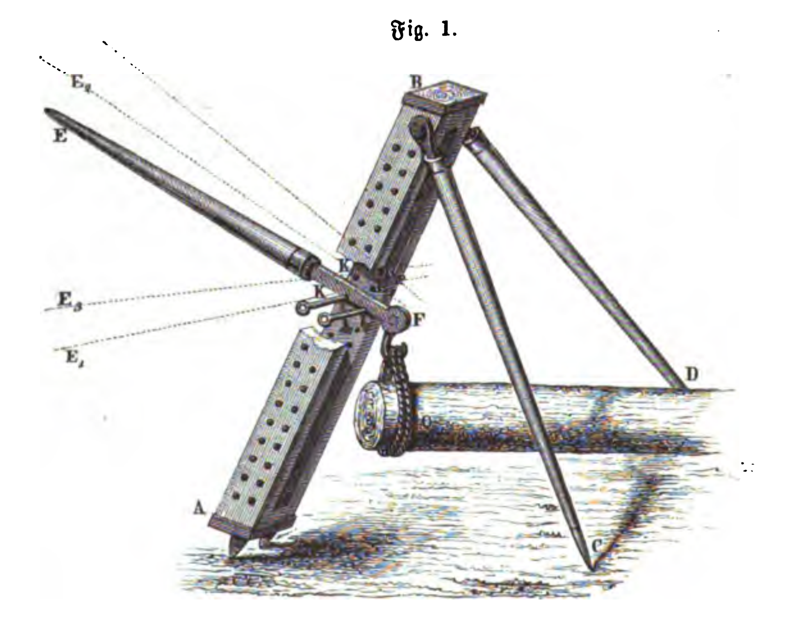
$$(\eta) = (\eta_1)\,(\eta_2)\,(\eta_3)\,\ldots\,(\eta_n)$$

hat, so erkennt man hieraus, daß (η) nur negativ wird, wenn einer der Factoren rechts es ist, und schließt, daß eine Maschine nur selbstsperrend sein kann, wenn eins ihrer Getriebe es ist. Es bedarf wohl keiner Erwähnung, daß man aus obiger Gleichung nicht auf einen positiven Werth von (η) schließen darf, wenn zwei der Factoren auf der rechten Seite negativ sind, denn schon das erste selbstsperrende Getriebe hindert die Last am Rückgange, für die noch folgenden Getriebe kann daher überhaupt nicht mehr von einem Rückwärtsgange, sondern nur von einem Vorwärtsgehen nach der einen oder anderen Richtung gesprochen werden.

§. 2. **Der Hebel** wird sehr oft angewendet, um mittelst einer kleinen Kraft eine größere Last zu heben. Die Höhe, um welche eine Last durch eine einfache Schwingung des Hebels erhoben werden kann, ist dabei unter den gewöhnlichen Verhältnissen nur klein und beträgt oft nicht mehr als einige Centimeter. Um daher eine größere Hebung zu erzielen, hat man den Hebel wiederholt in Schwingung zu versetzen, indem man ein allmäliges Höherrücken des Hebelstützpunktes bewirkt und während der Versetzung desselben die Last in geeigneter Weise unterstützt. Hierzu dienen vornehmlich die sogenannten Hebeladen, welche in verschiedener Art ausgeführt werden.

In Fig. 1 ist eine deutsche Hebelade dargestellt. Hierbei ist $ABCD$ ein Dreifuß, dessen vorderes Bein AB geschlitzt ist, um den eigentlichen Hebel EF durch sich hindurchtreten zu lassen.

Fig. 1.



Dieses Bein AB enthält zwei Reihen Löcher, durch welche die als Stützpunkte des Hebels dienenden eisernen Pflöcke K und L gesteckt werden. Um nun die an den kurzen Arm des Hebels angehängte Last, z. B. das Ende Q eines Baumstammes auf einen Wagen zu heben, drückt man das Ende E des langen Hebelarmes nieder nach E_1 und steckt den Pflock L nach L_1, hebt dann wieder E von E_1 nach E_2 und steckt den Pflock K nach K_1, drückt dann wieder E von E_2 nach E_3 herab und steckt L_1 nach L_2 u. s. w. Durch dieses wiederholte Auf- und Niederdrücken des Hebels EF und das

abwechselnde allmälige Weiterstecken der als Stützpunkte dieses Hebels dienenden Pflöcke K und L bringt man endlich den Hebel sammt der Last auf die verlangte Höhe.

Bei der sogenannten französischen Hebelade, welche in Fig. 2 abgebildet ist, wird das Einstecken der Pflöcke oder Stützbolzen durch das Auf- und Niederdrücken des Hebels selbst bewirkt. Zu diesem Zwecke ist der Hebel EF an die durch den Bügel B unter sich verbundenen Bolzen M und N mittelst der Hängeeisen KM und LN gehängt. Bei dem Schwingen des Hebels rückt abwechselnd der eine und der andere Bolzen K und L um einen Zahn an der beiderseits gezahnten Stütze AC empor.

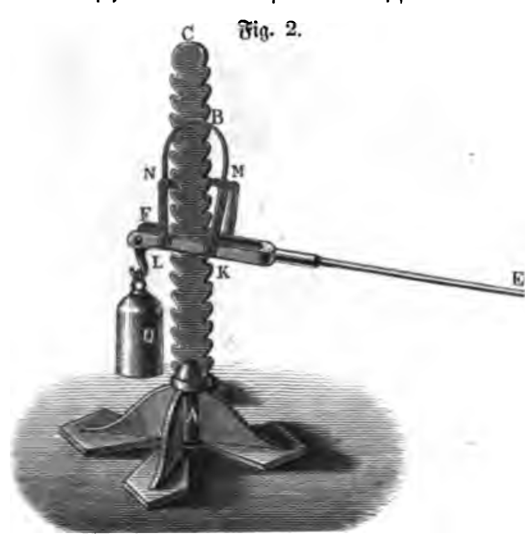


Fig. 2.

Beide Hebeladen haben den Nachtheil, daß sie die Last nach jedesmaligem Anheben bei dem Rückgange des Hebels wieder um einen gewissen Betrag sinken lassen. Bezeichnet man den Schwingungswinkel des Hebels EF mit α, und wird der Abstand des Lastangriffes F von den Bolzen K und L, $KF = a$ und $LF = a_1$ gesetzt, so beträgt die jedesmalige Hebung der Last bei einer Vorwärtsschwingung $2\,a\,sin\,\frac{\alpha}{2}$, und es sinkt die Last bei der folgenden Rückschwingung des Hebels um die Größe $2\,a_1\,sin\,\frac{\alpha}{2}$, so daß als Erhebung nur

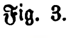
$$h = 2\,(a - a_1)\,sin\,\frac{\alpha}{2} = 2\,KL\,sin\,\frac{\alpha}{2}$$

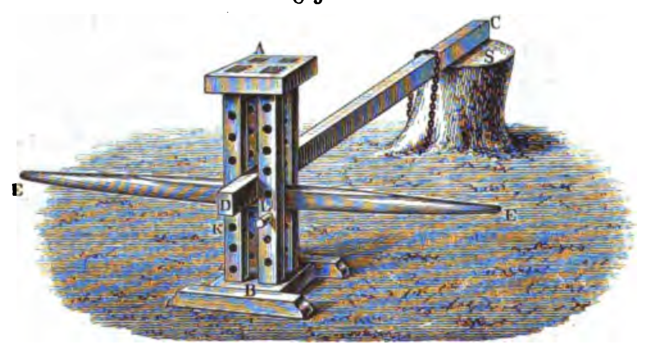
verbleibt. Diese Größe h ist als vertikaler Abstand für je zwei in derselben Reihe auf einander folgende Löcher oder Zähne anzunehmen. Abgesehen von den Nebenhindernissen der Bolzenreibung wird daher bei den betrachteten Hebeladen von der auf das Hebelende E übertragenen Arbeit A nur ein Theil

$$\frac{a - a_1}{a}\,A = \frac{KL}{KF}\,A$$

zur Hebung verwendet, der Nutzeffect dieser Vorrichtungen ist daher um so geringer, je kleiner der Abstand der Bolzen K und L von einander ist.

Von dem angegebenen Nachtheile ist die in Fig. 3 dargestellte schwedische Hebelade frei. Bei derselben ist jede der vier Säulen mit einer


Fig. 3.



Reihe von Löchern zur Aufnahme der Bolzen K und L versehen, und es ist ersichtlich, wie die auf dem Hebel EE in der Mitte ruhende Last, welche in der Figur durch den zum Ausroden des Wurzelstockes S dienenden Hebebaum DC dargestellt ist, sowohl bei dem Hinschwingen wie bei dem Rückschwingen des Hebels E gehoben wird.

Man wendet diese Construction in zweckmäßig abgeänderter Art nach Fig. 4 öfter als Zugvorrichtung für Schützen bei Schleusen*) ꝛc. an. Hierbei schwingt der Hebel EE lose um einen in dem Bockgestelle CG befestigten Zapfen C, und drückt abwechselnd auf der einen oder anderen Seite gegen einen der Bolzen K und L, welche in die entsprechenden Löcher der geschlitzten Zugstange AB gesteckt werden. Vermöge des Schlitzes in AB kann diese Stange sich frei an dem festen Drehbolzen emporschieben, und pflegt man zur Vermeidung einseitiger Wirkungen auch den mittleren Theil FF des Hebels EE zum Durchgange der Zugschiene AB gabelförmig zu gestalten.

In welcher Weise die schwingende Bewegung eines Hebels mit Hülfe eines Frictionsgesperres zur Erhebung einer Stange benutzt werden kann, ist in Thl. III, 1, §. 172 angegeben worden.

Bezeichnet man die Längen der Hebelarme CK für die Last mit a und CE für die Kraft mit b, so hat man die zum Heben einer Last Q erforderliche theoretische Kraft

---

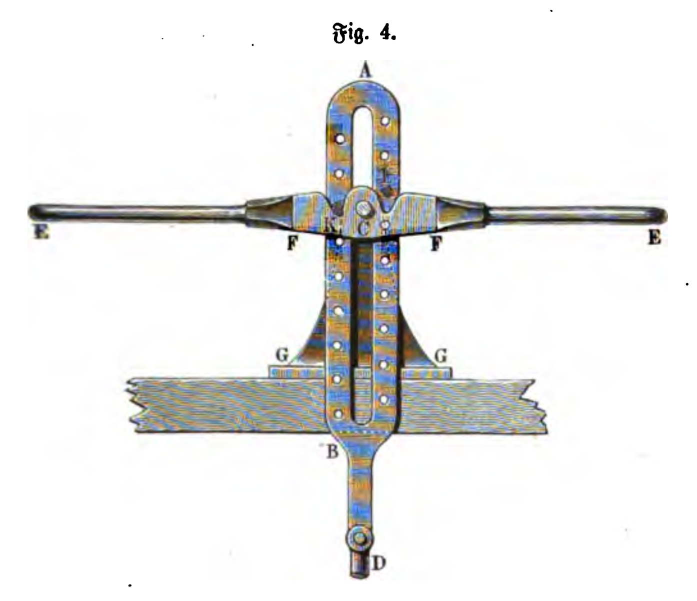
*) Siehe u. A. Erbkam, Zeitschrift f. Bauwesen. Jahrgang 1854, S. 388.

$$P_0 = Q\,\frac{a}{b}.$$

Ist ferner $\mathfrak{r}$ der Halbmesser des Drehzapfens C und $\mathfrak{r}_1$ derjenige des Zapfens K, so hat man, unter φ den Coefficienten der Zapfenreibung verstanden, für eine Drehung des Hebels um den Winkel α die Gleichung

$$P\,b\,\alpha = Q\,a\,\alpha + \varphi\,(Q + P)\,\mathfrak{r}\,\alpha + \varphi\,Q\,\mathfrak{r}_1\,\alpha,$$

Fig. 4.



da der Druck auf den Drehzapfen durch $P + Q$ gegeben ist. Hieraus folgt für den Hebel die erforderliche Kraft

$$P = Q\,\frac{a + \varphi\,(\mathfrak{r} + \mathfrak{r}_1)}{b - \varphi\,\mathfrak{r}},$$

und daher ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 - \varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{b}}{1 + \varphi\,\frac{\mathfrak{r} + \mathfrak{r}_1}{a}}.$$

Für den **Rückgang**, d. h. für das **Niedersinken** der Last erhält man die Kraft (P) durch entgegengesetzte Vorzeichen von φ zu

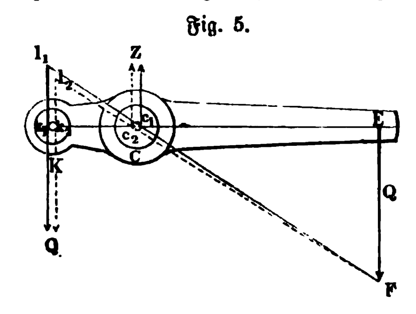
$$(P) = Q\,\frac{a - \varphi\,(\mathfrak{r} + \mathfrak{r}_1)}{b + \varphi\,\mathfrak{r}},$$

also den Wirkungsgrad

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{1 - \varphi \frac{r + r_1}{a}}{1 + \varphi \frac{r}{b}}.$$

Um die Kraft P graphisch zu ermitteln, zeichnet man um C und K, Fig. 5, die Reibungskreise mit den Halbmessern φr und φr_1 und nimmt die Richtungen für den Zapfendruck Z und die Last Q tangential an diese Kreise in c_1 und k_1 für den Vorwärtsgang, bezw. in c_2 und k_2 für den Rückwärtsgang an. Macht man daher EF parallel diesen Tangenten gleich Q, so liefert die Gerade Fc_1 in $k_1 l_1$ die Kraft P und die Verbindungslinie Fc_2 in $k_2 l_2$ die Größe von (P).

Fig. 5.



Der Hebel findet bei den Windevorrichtungen meist in solcher Ausführung Verwendung, daß der Hebelarm a der Last viel kleiner ist, als derjenige b der Kraft. Die Stärke der Zapfen ist dabei durch die Rücksichtnahme auf die Festigkeit bedingt, und man wählt für die Zapfen am besten Stahl, um ihre Durchmesser und damit die Reibung thunlichst herabzuziehen. Setzt man etwa den für den Wirkungsgrad sehr ungünstigen Fall voraus, daß $r + r_1 = \frac{a}{2}$ sei, und nimmt einen Coefficienten $\varphi = 0{,}08$ an, so erhält man, wenn man für die Rechnung noch $r = r_1$ voraussetzt, für verschiedene Hebelverhältnisse $\frac{a}{b}$ folgende

Tabelle für den Wirkungsgrad des Hebels

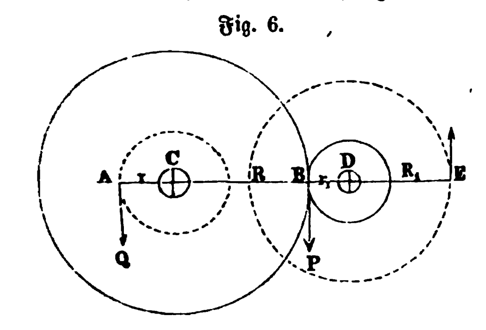
$$\left(r = r_1 = \frac{a}{4}\right).$$

$\frac{a}{b} =$	1/2	1/3	1/4	1/6	1/10
$\eta =$	0,952	0,955	0,957	0,959	0,960

Bei der geringen Verschiedenheit der Werthe von η wird man im Durchschnitt einen Wirkungsgrad von 0,96 annehmen können, da im Allgemeinen $r + r_1$ kleiner sein wird als $\frac{a}{2}$.

Rädervorgelege. Die alternirende Bewegung des Hebels ist mit §. 3. Unbequemlichkeiten und mancherlei Uebelständen verbunden, weshalb man die meisten Hebevorrichtungen durch die Drehung einer Welle in Bewegung setzt. Denkt man sich hierzu die beiden Hebelarme der Hebelade durch zwei neben einander auf der Axe C befestigte Räder AC und BC (Fig. 6) von den Halbmessern r und R ersetzt, von denen das kleinere mit Zähnen versehene in eine mit der Last Q verbundene Zahnstange eingreift, so wird die am Umfange des größeren Rades angreifende Kraft P bei stetiger Wirkung eine ununterbrochene Erhebung der Last hervorrufen, so daß hierdurch der oftmalige Wechsel der Bewegung vermieden ist. Es würde nun aber behufs einer großen Steigerung der Wirkung das Rad CB, an welchem die Kraft P angreift, einen großen Durchmesser erhalten müssen, wodurch die Ausführung sehr erschwert werden würde. Man hilft sich daher in solchen Fällen dadurch, daß man die Triebkraft nicht unmittelbar an diesem Rade angreifen läßt, sondern das letztere ebenfalls mit Zähnen versieht, in die ein kleines Rad vom Halbmesser $DB = r_1$ einer besonderen Welle D eingreift, welche letztere durch eine Kurbel DE oder nach Befinden durch ein Rad von dem Halbmesser $DE = R_1$ die Drehung empfängt. Man nennt ein solches *zusammen arbeitendes Räderpaar* wie CB und DB ein *Vorgelege*, und die neu hinzugetretene Axe D die *Vorgelegswelle*.

Fig. 6.



Die Wirkung eines solchen, aus einem größeren und einem kleineren Rade zusammengesetzten Vorgeleges besteht in einer Verlangsamung der Bewegung im Verhältnisse $r_1 : R$, denn bei einer Umdrehung der Kurbel E, also bei einem Wege der Kraft gleich $2 \pi R_1$ ist die Axe C nur um $\frac{r_1}{R}$ einer Umdrehung gedreht, die Last Q daher nur um $2 \pi r \frac{r_1}{R}$ gehoben worden. Mit dieser Verlangsamung ist eine entsprechende Vergrößerung des Druckes bewirkt, für welche die Gleichung gilt

$$Q\, 2\pi r \frac{r_1}{R} = P\, 2\pi R_1,$$

woraus

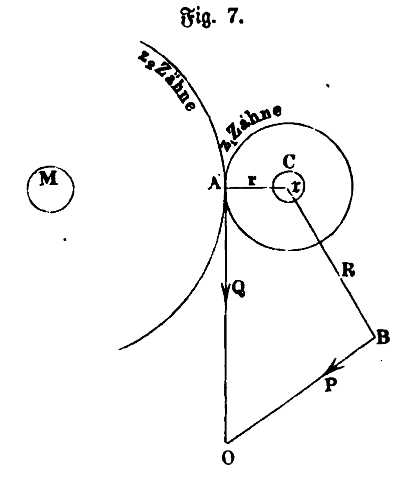
$$Q = P \frac{R}{r} \frac{R_1}{r_1} \text{ oder } P = Q \frac{r}{R} \frac{r_1}{R_1}$$

folgt, vorausgesetzt, daß von den Nebenhindernissen abgesehen wird.

Wäre dieser Werth von P noch zu groß, so könnte man wiederum das Rad E zu einem Zahnrade ausbilden und in dasselbe ein ferneres kleineres Triebrad auf einer zweiten Vorgelegswelle eingreifen lassen, welche letztere nun durch die Triebkraft bewegt würde u. s. w. Demgemäß unterscheidet man Winden mit einfachem, doppeltem und auch wohl dreifachem Vorgelege; nur in seltenen Fällen wird man mehr als drei Vorgelege zur Anwendung bringen.

Während man in solcher Weise den ausgeübten Druck beliebig vergrößern kann, ist es selbstredend nicht möglich, hiermit eine Vergrößerung der mechanischen Arbeit zu erzielen, im Gegentheil werden mit jedem neu hinzutretenden Vorgelege neue schädliche Widerstände eingeführt, welche mechanische Arbeit aufzehren und den Wirkungsgrad der ganzen Maschine entsprechend herabziehen.

Fig. 7.



Bei der häufigen Verwendung solcher Vorgelege bei den Hebevorrichtungen erscheint es nothwendig, die Nebenhindernisse näher ins Auge zu fassen, welche durch diese Getriebe veranlaßt werden.

Es sei C, Fig. 7, die Vorgelegswelle, deren Triebrad vom Halbmesser $CA = r$ in das größere Rad MA auf der Axe M eingreifen möge, und sei Q der Widerstand, welcher sich der Drehung der Axe M in dem Punkte A tangential an die Theilkreise entgegensetzt, so wäre beim Nichtvorhandensein schädlicher Widerstände an dem Hebelarme $CB = R$ der Axe C eine Kraft $P_0 = Q \frac{r}{R}$ erforderlich. Schädliche Widerstände treten nun überall da auf, wo relative Bewegungen zwischen den Maschinengliedern stattfinden, also hier zwischen den Zähnen bei A und an den Zapfen von C.

Die Zahnreibung bestimmt sich nach III. 1. §. 79 durch

$$Z = \pi \varphi Q \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = {}^1/_3\, Q \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right),$$

wenn z_1 und z_2 die Zähnezahlen der Räder CA und MA bedeuten, und von der geringen Abweichung des Zahndruckes von der Theilrißtangente AO abgesehen wird. Setzt man allgemein

$$\varphi \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = \zeta,$$

so ist daher in A zur Ueberwindung des Widerstandes Q der Welle M an dem Umfange des Triebrades CA eine Kraft $P_1 = (1 + \zeta)\, Q$ erforderlich. Will man von einem Wirkungsgrade der Zahnräder sprechen, so wäre derselbe durch

$$\eta = \frac{P_0}{P_1} = \frac{1}{1 + \zeta}$$

gegeben.

Der Werth von ζ ist um so größer, je kleiner die Zähnezahlen sind und hängt bei den Vorgelegen der Winden, wo z_2 immer erheblich größer als z_1 ist, wesentlich von der Zähnezahl z_1 des kleinen Triebrades ab. Diese Zahl ist in den meisten Fällen zwischen 7 und 12 gelegen, nur selten wird sie bis zu 20 steigen und nur bei den einfachsten Vorrichtungen wie z. B. bei Wagenwinden giebt man dem Triebrade weniger als 7 Zähne. Bezeichnet man ferner das Umsetzungsverhältniß der Zahnräder $\frac{z_1}{z_2}$ mit ν, so kann man auch schreiben:

$$\zeta = {}^1/_3 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = \frac{0{,}33}{z_1}(1 + \nu),$$

also

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{0{,}33}{z_1}(1 + \nu)} = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}33\,(1 + \nu)}.$$

Dieser Werth von η läßt sich immer sehr leicht berechnen, der Bequemlichkeit wegen kann man sich bei schnellen Ueberschlagsrechnungen der auf folgender Seite angeführten Tabelle bedienen. Dieselbe giebt für die Zähnezahlen z_1 des Triebrades gleich 5, 6, 7, 8, 10, 12, 15 und 20 und die Umsetzungsverhältnisse $\nu = 1$, 0,75, 0,5, 0,4, 0,3, 0,2, 0,1 und für die Zahnstange oder $\nu = 0$ die Werthe des Wirkungsgrades

$$\eta = \frac{1}{1 + \zeta} = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}33\,(1 + \nu)}.$$

Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnräder

$$\eta = \frac{z_1}{z_1 + 0{,}33\,(1 + \nu)}.$$

	$\nu = \frac{z_1}{z_2} =$	1	0,75	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	Zahnstange
Zähnezahl des Triebrades	$z_1 =$ 5	0,883	0,897	0,909	0,916	0,921	0,927	0,932	0,938
	6	0,901	0,912	0,923	0,929	0,933	0,938	0,943	0,948
	7	0,914	0,923	0,934	0,938	0,942	0,946	0,951	0,955
	8	0,924	0,932	0,941	0,946	0,949	0,953	0,957	0,960
	10	0,938	0,945	0,952	0,956	0,959	0,962	0,965	0,968
	12	0,948	0,954	0,960	0,963	0,965	0,968	0,971	0,973
	15	0,957	0,963	0,968	0,970	0,972	0,975	0,977	0,978
	20	0,968	0,972	0,975	0,978	0,979	0,981	0,983	0,983

Man erkennt aus dieser Tabelle, daß für die bei Hebevorrichtungen häufigsten Verhältnisse $z_1 = 8$ bis 10 und $\nu = {}^1/_3$ bis ${}^1/_5$ ein durchschnittlicher Werth von

$$\eta = 0{,}95 \text{ bis } 0{,}96$$

angenommen werden kann.

Bei der Anwendung conischer Räder wird man dieselben Werthe für die Reibungswiderstände annehmen dürfen, wie für Stirnräder mit denselben Zähnezahlen, da der Unterschied zwischen den entsprechenden Ausdrücken

$$\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \text{ und } \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}}$$

in den meisten Fällen nur unerheblich sein wird.

Um auch den Einfluß der Reibung an den Zapfen der Vorgelegswelle C kennen zu lernen, sei r der Halbmesser dieser Zapfen und Z der Druck derselben gegen die Lager. Dann findet man die zur Erzeugung des Druckes P_1 am Umfange des Triebrades vom Halbmesser r erforderliche Kraft P an dem Hebelarme $CB = R$ durch

$$PR = P_1 r + \varphi Z r.$$

Was den Druck Z anbetrifft, so würde derselbe, wenn P_1 und P in einer und derselben Ebene lägen, wie bei einem Winkelhebel ACB der Fall ist, durch

$$Z = \sqrt{P^2 + 2PP_1 \cos\alpha + P_1^2}$$

gegeben sein, worin α den Winkel AOB der Kraftrichtungen vorstellt. Eine Berechnung von P unter Zugrundelegung dieser Formel würde aber, abgesehen von der sehr unbequemen Gestalt des daraus folgenden Ausdruckes, den thatsächlichen Verhältnissen nur wenig entsprechen, und nur in denjenigen sehr seltenen Fällen annähernd richtig sein, in welchen das Rad AC und die Kurbel oder das Rad BC dicht neben einander angeordnet sind. Dies ist in der Regel nicht der Fall, vielmehr pflegt man meistens die beiden auf der Vorgelegswelle C befindlichen Räder AC und BC in größerer Entfernung von einander, nämlich jedes dicht neben einem der beiden Lager anzubringen, in denen die Welle C gelagert ist. Es wird daher in den meisten Fällen die Annahme eine größere Annäherung an die Wahrheit ergeben, daß der Lagerdruck Z gleich $P + P_1$ sei, indem man sich denkt, daß der Druck P ausschließlich von dem einen Lager und P_1 von dem anderen Lager aufgenommen werde. Wollte man diese Annahme nicht zulassen, so würde die Rechnung, welche auf der Ermittelung der Reaction jedes der beiden Lager beruhen müßte, eine sehr umständliche werden, ohne von praktischer Bedeutung zu sein, da die mit der Annahme des empirisch bestimmten Reibungscoefficienten an sich immer verbundene Unsicherheit jedenfalls viel größer ist, als der Fehler, welcher der Annahme $Z = P + P_1$ entspringt. Man kann für die Anwendung speciell einer Kurbel CB auf der Vorgelegswelle auch noch bemerken, daß hierbei die Richtung der Kraft P fortwährend wechselt, daher der Winkel α alle Werthe von 0 bis 360° durchläuft, so daß in diesem Falle jene gedachte schärfere Rechnung nur für eine ganz bestimmte Stellung Gültigkeit haben könnte.

Unter obiger Voraussetzung erhält man daher aus

$$PR = P_1 r + \varphi (P + P_1) \mathfrak{r}:$$

$$P = P_1 \frac{r}{R} \frac{1 + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}},$$

und da ohne Zapfenreibung

$$P_0 = P_1 \frac{r}{R}$$

ist, so hat man den Wirkungsgrad der Vorgelegswelle

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}}{1 + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}.$$

Setzt man hierin das Verhältniß der Hebelarme $\frac{r}{R} = \nu$, so läßt sich der Ausdruck für η auch schreiben

$$\eta = \frac{1 - \nu \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}},$$

wofür man in den meisten Fällen mit genügender Annäherung

$$\eta = 1 - (1 + \nu) \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$$

setzen kann.

Das Verhältniß $\frac{\mathfrak{r}}{r}$, d. h. des Zapfenhalbmessers zu dem Halbmesser r des kleineren Triebrades schwankt bei Winden etwa zwischen den Werthen 0,2 und 0,4, nur bei den kleinsten Triebrädern der Wagenwinden wird es 0,4 übersteigen und nur bei Transmissionswellen geht dieses Verhältniß bis auf etwa 0,1 und darunter herab. Um bei Winden und Hebevorrichtungen den Einfluß der Zapfenreibung schnell zu überschlagen, kann man sich der nebenstehenden Tabelle bedienen, welche für die Werthe

$$\nu = \frac{r}{R} = 1/_2,\ 1/_3,\ 1/_4,\ 1/_6 \text{ und } 1/_8$$

und für die Zapfenverhältnisse

$$\frac{\mathfrak{r}}{r} = 0{,}5,\ 0{,}4,\ 0{,}3,\ 0{,}2 \text{ und } 0{,}1$$

die Größe des Wirkungsgrades

$$\eta = 1 - \left(1 + \frac{1}{\nu}\right) \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$$

unter der Annahme eines Coefficienten für die Zapfenreibung $\varphi = 0{,}08$ enthält.

Danach schwankt der Wirkungsgrad der Welle zwischen den Werthen 0,940 und 0,991, und man kann für die gewöhnlichen Windenvorgelege entsprechend $\frac{r}{R} = 1/_4$ und $\frac{\mathfrak{r}}{r} = 0{,}3$ etwa 97 Procent als Wirkungsgrad annehmen. Will man den Wirkungsgrad des ganzen Vorgeleges, also unter Berücksichtigung der Zahnreibung und Zapfenreibung bestimmen, so hat man zu setzen

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = \frac{1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}}{(1 + \zeta)\left(1 + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}\right)}.$$

Tabelle für den Wirkungsgrad der Vorgelegswelle

$$\eta = 1 - (1 + \nu)\, \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}.$$

$\nu = \frac{r}{R} =$		½	⅓	¼	⅙	⅛
Zapfenverhältniß $\frac{\mathfrak{r}}{r}$	0,5	0,940	0,947	0,950	0,953	0,955
	0,4	0,952	0,957	0,960	0,963	0,964
	0,3	0,964	0,968	0,970	0,972	0,973
	0,2	0,976	0,979	0,980	0,981	0,982
	0,1	0,988	0,989	0,990	0,991	0,991

Es würde sich daher für die meist gebräuchlichen Verhältnisse ein durchschnittlicher Werth von

$$\eta = 0,95 \,.\, 0,97 = 0,922$$

oder rund von 92 Procent ergeben. Für wesentlich davon abweichende Verhältnisse wird man den genaueren Werth jederzeit leicht durch die allgemeine Formel finden. Es mag noch bemerkt werden, daß man den Wirkungsgrad (η) für den Rückgang durch dieselben Formeln findet, wenn man den mit φ behafteten Gliedern die entgegengesetzten Vorzeichen giebt, da beim Rückgange sämmtliche Widerstände in der entgegengesetzten Richtung wirken, in welcher sie beim Vorwärtsgange auftreten. Man erhält demnach für den Rückgang

$$(P) = (1 - \zeta)\, Q \frac{r}{R} \frac{1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}},$$

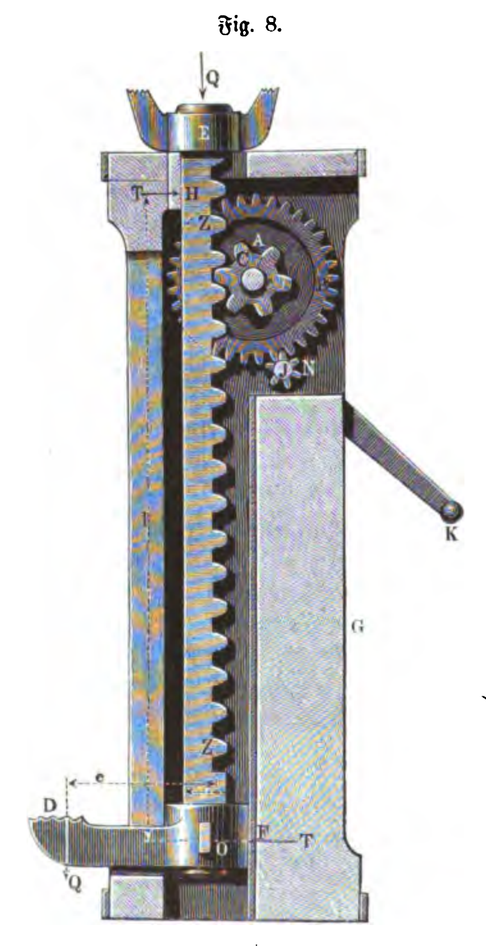
daher den Wirkungsgrad

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{(1 - \zeta)\left(1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}\right)}{1 + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}}.$$

Die hiernach sich berechnenden Werthe von (η) sind in dem vorliegenden Falle so wenig von η abweichend, daß man den Wirkungsgrad bei den Vorgelegen für den Vorwärtsgang und Rückwärtsgang als gleich groß ansehen darf. Es wird sich in der Folge zeigen, daß eine solche Gleichheit keineswegs bei allen Getrieben vorhanden ist.

§. 4. Zahnstangenwinden. Zum Heben von Lasten auf kleinere Höhen bedient man sich vielfach der Winden mit Zahnstangen, deren Einrichtung aus den Figuren 8 und 9 ersichtlich ist. Hiervon stellt Fig. 8 eine Wagenwinde vor, wie sie auch als Hülfsmittel bei Bauausführungen und zum Montiren von Maschinen dient, während die Zugvorrichtung Fig. 9 passend bei größeren Drehbänken zum Aufbringen schwerer Arbeitsstücke Anwendung findet. Die Last Q wirkt hierbei entweder bei E in der Axe der Zahnstange, oder sie drückt einseitig auf die Klaue D, welcher Fall der ungünstigere ist, da durch die excentrische Wirkung der Last Q in den Führungen F und H des Gestelles G schädliche Reibungen hervorgerufen werden. In die Zahnstange Z greift das mit nur wenigen Zähnen (5 bis 8) versehene kleine Triebrad A auf der Welle C ein, welche letztere nur bei kleinen Lasten direkt durch die darauf gesteckte Kurbel umgedreht wird.

Fig. 8.

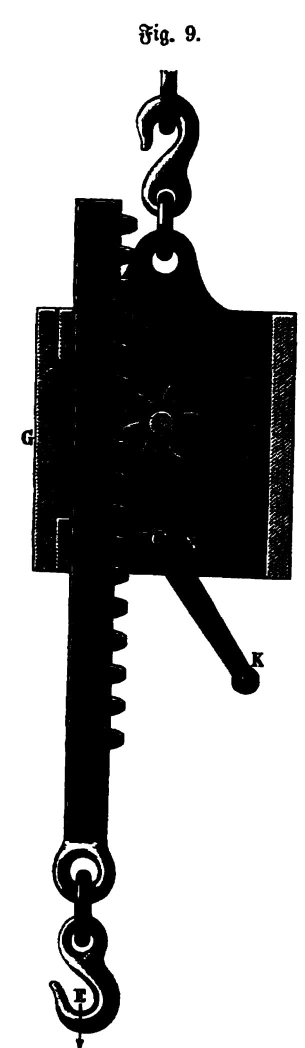


Für größere Belastungen bedient man sich des aus den Rädern B und N bestehenden Vorgeleges mit der Vorgelegswelle J, auf welche letztere die Kurbel JK gesteckt ist. Ein Sperrrad auf dieser Axe verhindert mit Hülfe einer an dem Gestelle befestigten Sperrklinke das unbeabsichtigte Niedersinken der Last, wenn die Kurbel losgelassen wird.

Um die für eine zu hebende Last Q erforderliche Betriebskraft P zu ermitteln, hat man zunächst die bei F und G, Fig. 8, an den Führungsflächen auftretenden Reibungen zu bestimmen. Bezeichnet man mit T die beiden

gleichen Reactionen der Führungen in den Mitten F und H der Führungsflächen und mit l den vertikalen Abstand dieser horizontalen Kräfte, ist ferner e der horizontale Abstand zwischen der Last Q und der im Theilrisse der Zahnstange anzubringenden Hebekraft Q_1 und endlich c die algebraische Summe der Abstände der beiden Führungsflächen F und H von dem Durchschnittspunkte O der Kraft Q_1 mit der unteren Reaction T, so gilt für diesen Punkt O die Momentengleichung:

Fig. 9.



$$Q e = T l \mp \varphi T c,$$

worin das obere Zeichen für die Hebung, das untere für die Senkung zu nehmen ist. Man hat daher für das Heben

$$T = Q \frac{e}{l - \varphi c},$$

und also die beiden an F und H auftretenden Reibungen

$$2 \varphi T = 2 \varphi Q \frac{e}{l - \varphi c},$$

folglich die an der Zahnstange erforderliche Kraft zum Heben:

$$Q_1 = Q + 2 \varphi T$$
$$= Q \left(1 + 2 \varphi \frac{e}{l - \varphi c}\right),$$

wogegen beim Sinken der Last Q von der Zahnstange eine Kraft auf das Triebrad A geäußert wird:

$$(Q_1) = Q - 2 \varphi T$$
$$= Q \left(1 - 2 \varphi \frac{e}{l + \varphi c}\right).$$

Diese Kraft Q_1 würde ohne Zahn- und Zapfenreibungen an der Kurbel von der Länge $JK = R_2$ eine Kraft

$$Q_1 \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}$$

erfordern, unter r_1 und r_2 die Theilkreishalbmesser der Räder CA und JN und unter R_1 denjenigen des Rades CB verstanden. Ist nun noch η_1 der Wirkungsgrad des Zahngetriebes CA und seiner Axe und η_2 derjenige des Vorgelegsrades JN und der Axe J, so hat man die erforderliche Betriebskraft:

$$P = \frac{1}{\eta_1 \eta_2} Q_1 \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{\eta_1 \eta_2} \left(1 + 2\varphi \frac{e}{l - \varphi c}\right) Q \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}.$$

Da ohne Widerstände

$$P_0 = Q \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}$$

wäre, so folgt der Wirkungsgrad der ganzen Winde für den Vorwärtsgang zu

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \eta_1 \eta_2 \frac{1}{1 + 2\varphi \frac{e}{l - \varphi c}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

wenn man den Werth

$$\frac{1}{1 + 2\varphi \frac{e}{l - \varphi c}} = \eta_3$$

als den Wirkungsgrad der prismatischen Führung der Zahnstange ansieht.

Die Kraft (P), welche an der Kurbel genügend ist, um ein Sinken der Last Q zu verhindern, bestimmt sich in derselben Art zu

$$(P) = (\eta_1)(\eta_2)\left(1 - 2\varphi \frac{e}{l + \varphi c}\right) Q \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = (\eta_1)(\eta_2)(\eta_3) P_0,$$

wenn man wiederum

$$1 - 2\varphi \frac{e}{l + \varphi c} = (\eta_3)$$

setzt.

Beispiel. Ist etwa $Q = 400$ kg, $l = 0{,}40$ m, $e = 0{,}080$ m und $c = 0{,}060$ m, so ist für einen Coefficienten der gleitenden Reibung $\varphi = 0{,}15$ die Kraft an der Zahnstange beim Heben

$$Q_1 = 400\left(1 + 0{,}30 \frac{80}{400 - 0{,}15 \cdot 60}\right) = 424{,}5 \text{ kg},$$

und beim Senken

$$(Q_1) = 400\left(1 - 0{,}30 \frac{80}{400 + 0{,}15 \cdot 60}\right) = 376{,}7 \text{ kg}.$$

Man hat sonach den Wirkungsgrad der Führung für das Heben

$$\eta_3 = \frac{400}{424{,}5} = 0{,}943$$

und für das Senken

$$(\eta_3) = \frac{376,7}{400} = 0,942.$$

Hat nun jedes Triebrad 6 und das größere Rad CB 36 Zähne, so findet man aus der Tabelle S. 14 den Wirkungsgrad für die Zahnstange zu 0,948 und für die Vorgelegsräder zu 0,940. Ist ferner $r_1 = 30$ mm, $r_2 = 25$ mm, $R_1 = 150$ mm und $R_2 = 200$ mm, so hat man bei einem Zapfenverhältniß

$$\frac{\mathfrak{r}_1}{r_2} = \frac{\mathfrak{r}_2}{r_2} = 0,4$$

nach der Tabelle S. 17 den Wirkungsgrad für die Welle C:

$$\left(\nu = \frac{r_1}{R_1} = \frac{30}{150} = 0,2\right) \text{ zu } 0,962,$$

und für die Axe J:

$$\left(\nu = \frac{25}{200} = \frac{1}{8}\right) \text{ gleich } 0,964.$$

Man hat daher den Wirkungsgrad der Axe C mit dem Zahngetriebe zu

$$\eta_1 = 0,948 \;.\; 0,962 = 0,912,$$

und für die Vorgelegswelle J zu

$$\eta_2 = 0,940 \;.\; 0,964 = 0,906.$$

Daher ergiebt sich die erforderliche Betriebskraft:

$$P = \frac{1}{0,912}\,\frac{1}{0,906}\,424,5\,\frac{30}{150}\,\frac{25}{200} = 12,85 \text{ kg}.$$

Da die theoretische Betriebskraft gleich

$$P_0 = 400\,\frac{30}{150}\,\frac{25}{200} = 10 \text{ kg}$$

ist, so hat die ganze Winde einen Wirkungsgrad von

$$\eta = \frac{10}{12,85} = 0,778 \text{ oder nahe 78 Procent.}$$

Man erhält auch

$$\eta = \eta_1\,\eta_2\,\eta_3 = 0,912 \;.\; 0,906 \;.\; 0,943 = 0,778.$$

Dieser verhältnißmäßig geringe Werth von η ist hauptsächlich wegen der kleinen Zähnezahl (6) und den relativ großen Zapfendicken so klein. Beim Senken der Last hat man an der Kurbel eine Kraft

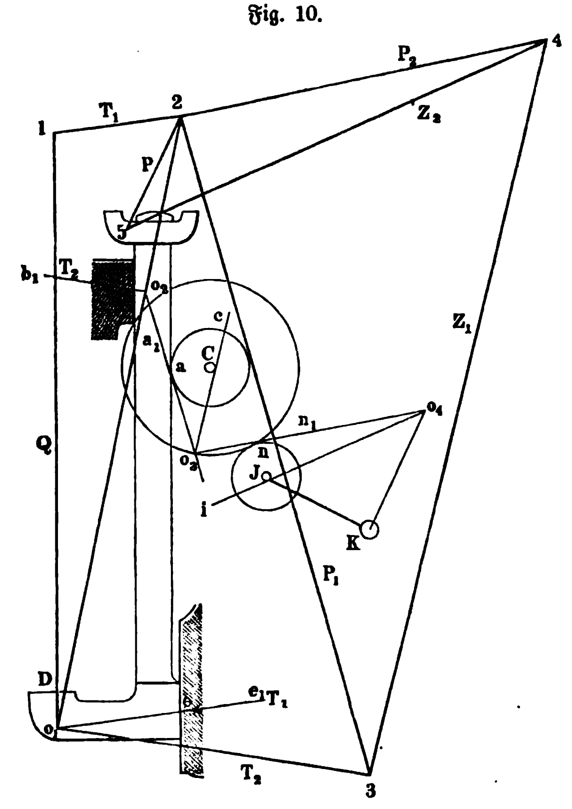
$$(P) = 0,912 \;.\; 0,906 \;.\; 376,7\,\frac{30}{150}\,\frac{25}{200} = 7,78 \text{ kg}$$

anzubringen.

Einfacher als durch Rechnung läßt sich die erforderliche Triebkraft P und damit der Wirkungsgrad η bei Winden und überhaupt bei Maschinengetrieben **graphisch** ermitteln, und dürfte sich diese Methode besonders für den ausführenden Techniker empfehlen, welcher doch ein Aufzeichnen der Maschine vornehmen muß. Die einfachen und ohne Weiteres aus dem Charakter des **Reibungswinkels** folgenden Grundregeln für eine solche graphische

Untersuchung sind im Anhange zu Thl. III, 1 kurz zusammengestellt und sei dieserhalb auf jene Stelle verwiesen*). In dem vorliegenden Falle entwirft man das betreffende Diagramm in folgender Weise. Sind C und J, Fig. 10,

Fig. 10.



die Mitten der Axen, a und n die Berührungspunkte der Theilrisse, b und e die seitlichen Stützpunkte der Zahnstange und wirkt die Last $Q = 1\,o_1$ in D und die gesuchte Kraft in K, so zeichne man zunächst die Richtungen für die Kräfte und für die Reactionen der Stützpunkte. Die Reactionen T_1 und T_2 des Gehäuses in e und b sind um den Reibungswinkel ϱ gegen die Normale zur Führung also in $e_1 e$ und $b_1 b$ anzunehmen. Die Druckrichtung zwischen den Zähnen der Räder bei a und n braucht man nicht, wie dies in der Rechnung immer annäherungsweise geschieht, normal zur Centrallinie voraus-

*) Siehe auch: Zur graphischen Statik der Maschinengetriebe von Gustav Herrmann.

zusetzen, sondern man nimmt sie unter dem Neigungswinkel (etwa 75°, s. Thl. III, 1, Verzahnung) gegen die Centrale gerichtet an, unter welchem die Zähne thatsächlich auf einander drücken. Mit Rücksicht auf die Zahnreibung hat man aber diese Druckrichtung nicht durch die Berührungspunkte a und n der Theilkreise zu legen, sondern von dieser theoretischen Richtung um den Abstand $\zeta = \varphi \frac{t}{4}$ entfernt anzunehmen, so daß der Hebelarm der Kraft in Bezug auf die treibende Axe um diesen Betrag vergrößert wird. So findet man in $o_3 a_1$ die Richtung des Druckes P_1 auf die Zahnstange und in $o_4 n_1$ diejenige des Druckes P_2 zwischen den Vorgelegsrädern. Zeichnet man noch um die Punkte C und J die den Zapfenhalbmessern r entsprechenden Reibungskreise mit den Radien φ r, so findet man für die Zapfenreaction Z_1 in C und Z_2 in J die Richtungen in den entsprechenden Tangenten $o_3 c$ und $o_4 i$ an diese Reibungskreise von den Durchschnittspunkten o_3 resp. o_4 derjenigen Kräfte P_1 und P_2, bezw. P_2 und P, welche an der zugehörigen Axe angreifen.

Nach Einzeichnung dieser Kraftrichtungen ergiebt sich aus der Last $1\, o_1 = Q$ ohne Weiteres das Kräftepolygon o_1 1 2 3 4 5, wenn man zieht:

$$1\,2 \parallel e\,e_1;\; o_1\,2 \parallel o_1\,o_2$$

(in der Figur sind beide Linien zusammenfallend angenommen, d. h. Q ist von dem Schnittpunkte o_1 aus angetragen), ferner

$$o_1\,3 \parallel b_1\,b;\; 2\,3 \parallel o_2\,o_3;\; 3\,4 \parallel o_3\,c;\; 2\,4 \parallel o_3\,o_4;\; 4\,5 \parallel o_4\,i \text{ und } 2\,5 \parallel o_4\,K.$$

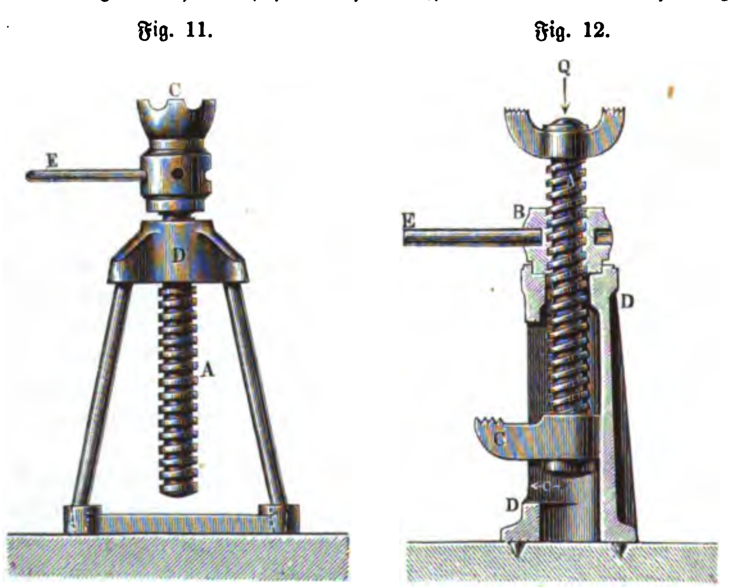
Die Strecke 2 5 stellt dann die Größe der Triebkraft P an der Kurbel K nach demselben Maßstabe vor, nach welchem $Q = 1\, o_1$ aufgetragen wurde, und gleichzeitig erhält man in den einzelnen Seiten des Kräftepolygons die Druckkräfte P_1 und P_2 zwischen den Radzähnen, sowie die Reactionen oder Stützkräfte T_1 und T_2 in der Führung und Z_1 und Z_2 in den Lagern. Diese Kräfte können daher ohne Weiteres zur Dimensionsbestimmung der Zähne, Zapfen, Lager, Gestelltheile 2c. benutzt werden.

Die hier an einem einzelnen Beispiele gezeigte Methode bleibt im Wesentlichen dieselbe für alle Arten von Maschinengetrieben, weshalb sie im Folgenden nur an wenigen Beispielen wiederholt werden soll. Zeichnet man das Diagramm in nicht zu kleinem Maßstabe, so läßt sich in jedem Falle eine hinreichende Genauigkeit der Ermittelung erzielen. Was ihre Zuverlässigkeit im Vergleiche mit dem bis jetzt fast ausschließlich angewandten rechnerischen Verfahren anbetrifft, so kann bemerkt werden, daß sie keine der Wirklichkeit nur annähernd entsprechende Annahmen zu machen braucht, wie z. B. die, daß der Zahndruck senkrecht zur Centrale angenommen wird. Es bedarf nur der Erwähnung, daß das Diagramm in derselben Weise zur Be-

stimmung der theoretischen Kraft P_0 entworfen wird, wenn man den Reibungswinkel und daher auch die Halbmesser der Reibungskreise, sowie die Größe ζ gleich Null, also die Richtungen der Reactionen T normal zu den Stützflächen annimmt. Auch für den Rückwärtsgang der Winde ändert sich die Zeichnung des Diagramms nur in soweit, als man hierfür die Richtungen der Reactionen ꝛc. von den Normalen der Stützflächen nach den entgegengesetzten Seiten um ebenfalls den Reibungswinkel abweichen läßt, resp. die andere der beiden möglichen Tangenten an den Reibungskreis als Druckrichtung annimmt.

§. 5. **Schraubenwinden.** Zum Heben größerer Lasten auf geringe Höhen wendet man häufig Schraubenspindeln mit flachen Gewinden an, derart, daß man die Schraubenspindel oder deren Mutter in Drehung versetzt und die zu hebende Last mit demjenigen Theile in Verbindung setzt, welcher bei der gedachten Drehung eine geradlinige Bewegung annimmt. Bei der einfachen Winde, Fig. 11, schraubt sich die Schraubenspindel A bei einer durch den He-

Fig. 11. Fig. 12.



bel E bewirkten Drehung aus der festen Mutter D heraus, und hebt dadurch die auf das Klauenstück C drückende Last, während bei den in den Figuren 12 und 13 dargestellten Wagenwinden eine Erhebung der Spindel durch die Drehung der Mutter hervorgerufen wird. Andererseits findet bei dem Werkzeuge, Fig. 14, welches zum Anheben der Schienen bei dem Bau der Eisen-

bahnen benutzt wird, eine Hebung der bei B auf dem Hebel EC ruhenden Schiene durch die Drehung der Schraubenspindel A statt, deren Muttergewinde in dem Hebel EC enthalten ist. Eine Drehung der Spindel und Hebung der Mutter findet sich u. a. auch bei den Windeböcken, welche man zum Heben von Locomotiven behufs Auswechselung der Axen rc. verwendet. Ein solcher Hebebock, wie man sie immer paarweise anwendet, enthält nach Fig. 15 (a. f. S.) eine in einem Holzgestelle L befindliche vertikale Schraubenspindel A, welche bei C in einem Spurlager, bei D in einem Halslager fest gelagert ist. Durch die Rädervorgelege FG und HJ wird der Schraubenspindel von der Handkurbel K aus eine verlangsamte Drehung ertheilt, in Folge deren die Mutter M zwischen den Führungswangen des Gestelles L emporsteigen muß, da sie an einer Drehung durch die Führung verhindert wird. Ein auf den

Fig. 13.

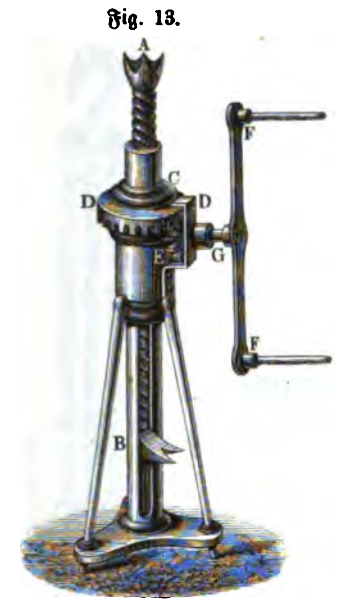


Fig. 14.



Muttern M der beiderseitigen Hebeböcke ruhender Querträger T wird daher sammt der auf ihm ruhenden Last (Locomotive, Dampfkessel rc.) gehoben. Die zweimalige Räderübersetzung durch cylindrische und conische Räder ist hierbei gewählt, sowohl um durch Verlangsamung der Bewegung die erforderliche Kraftsteigerung zu bewirken, als auch um, die Handhabung der Kurbel für die Arbeiter bequem zu machen.

Für bedeutende Lasten pflegt man auch wohl die Verlangsamung d
drehenden Bewegung durch ein Schneckenrad mit einer Schraube ohne End

Fig. 15. Fig. 17.

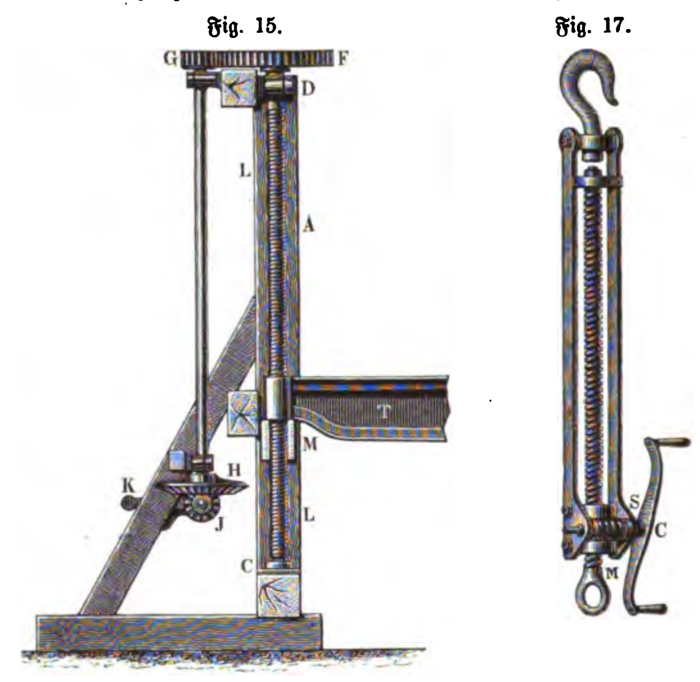
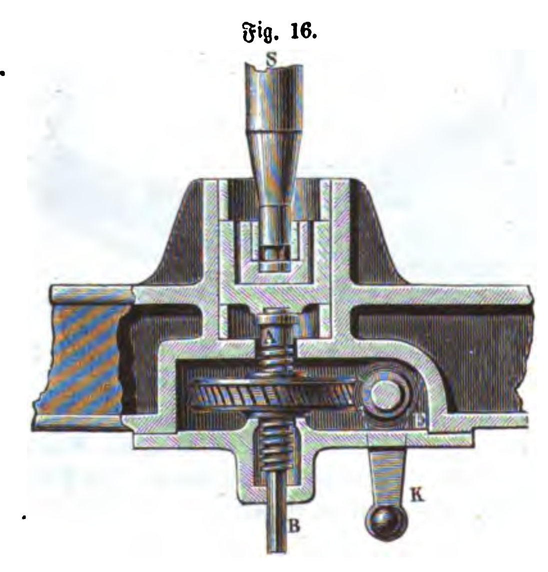


Fig. 16.



anstatt durch Zahnräder zu erreichen, wie die Hebevorrichtung in Fig. 16 erkennen läßt, welche zur Verstellung der vertikalen Mühlspindel S nebst dem darauf lastenden Mühlsteine dient (Steinstellung). Die Schraubenspindel A, welche durch den vierkantigen Theil B an einer Drehung verhindert ist, erhält hierbei die aufsteigende Bewegung durch die Umdrehung der zu einem Schneckenrade ausgebildeten Mutter, in deren Zähne die Schraube ohne Ende E eingreift, welche durch die Handkurbel K gedreht wird.

Bei der durch Fig. 17 veranschaulichten Zugvorrichtung wird die Drehung der Mutter M ebenfalls durch eine auf der Kurbelaxe C befindliche Schnecke S bewerkstelligt.

Was die Kraftverhältnisse der Schrauben anbetrifft, so ist bereits in III, 1, §. 126 gefunden worden, daß die am mittleren Halbmesser r der Gewinde von dem Steigungsverhältnisse $n = \frac{s}{2\pi r}$ behufs der Ueberwindung einer in der Schraubenaxe wirkenden Last Q erforderliche Umdrehungskraft P ohne Rücksicht auf Zapfenreibungen zu

$$P_1 = Q \frac{n + \mu}{1 - n\mu}$$

sich bestimmt, wenn μ den Coefficienten der gleitenden Reibung an den Gewindegängen bedeutet. Wird ferner mit $\mathfrak{r}_1$ der Halbmesser der Spurzapfenreibung und mit $\mathfrak{r}_2$ derjenige des Halszapfens des drehbaren Theiles bezeichnet, so ist die an einem Hebelarme R wirkende Umdrehungskraft P für einen Coefficienten φ der Zapfenreibung ebenfalls an gedachter Stelle zu

$$P = \frac{r}{R - \varphi \mathfrak{r}_2} Q \left(\frac{n + \mu}{1 - n\mu} + \varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r}\right)$$

gefunden worden.

Da hierfür die theoretische Kraft $P_0 = \frac{r}{R} Q n$ ist, so hat man den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{R - \varphi \mathfrak{r}_2}{R} \frac{n(1 - n\mu)}{n + \mu + (1 - n\mu)\varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r}}.$$

Für den Rückgang war ebenfalls gefunden

$$(P) = \frac{r}{R + \varphi \mathfrak{r}_2} Q \left(\frac{n - \mu}{1 + n\mu} - \varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r}\right)$$

und daher ist

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{R}{R + \varphi \mathfrak{r}_2} \frac{n - \mu - (1 + n\mu)\varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r}}{n(1 + n\mu)}.$$

Es ist auch schon früher bemerkt worden, daß der Wirkungsgrad bei denselben Steigungsverhältnisse der Schraube wesentlich abnimmt, wenn di Halbmesser r_1 des Spurzapfens und r_2 des Halslagers wachsen, und dahe von allen denjenigen Anordnungen, bei denen die Mutter gedreht wird ein geringerer Nutzeffect erwartet werden muß als von denen mit drehbarer Schraubenspindel.

Bei den in der Praxis üblichen Schraubenwinden pflegt das Steigungsverhältniß n der Gewinde selten größer als 0,1 oder kleiner als 0,05 zu sein. Man kann ferner bei drehbarer Spindel passend $r_1 = 0,5\, r$ und $r_2 = r$ annehmen. Wird jedoch die Mutter gedreht, wobei dieselbe eine ringförmige Stützfläche von dem inneren Halbmesser r erhält, so wird man in den meisten Fällen den Halbmesser der Spurreibung $r_1 = 1,5\, r$ und denjenigen des Halslagers $r_2 = 2\, r$ annehmen können. Das Verhältniß $\frac{r_2}{R}$ ist den obigen Formeln zufolge auf den Wirkungsgrad der Schraube nur von untergeordneter Bedeutung, da von der Größe R des Krafthebelarmes nur die Reibung in dem Halszapfen r_2 abhängt, welche um so kleiner ausfällt, je größer R ist. Bei den Winden wird R den Schraubenhalbmesser r immer bedeutend übertreffen, so daß $\frac{r_2}{R}$ selten mehr als $^1/_8$ betragen wird. Unter der Voraussetzung eines Hebelarmes $R = 8\, r$ ist die nebenstehende Tabelle für den Wirkungsgrad η und (η) bei verschiedenen Schraubensteigungen unter der Annahme $\mu = 0,1$ und $\varphi = 0,08$ berechnet worden.

Man erkennt aus dieser Tabelle, von welchem bedeutenden Einflusse die schädlichen Widerstände auf den Wirkungsgrad der Schraubenwinden sind, und daß eine Rechnung ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände auch nicht einmal annähernd zu einem gültigen Resultate führen kann. Man wird wegen des geringen Nutzeffectes Schrauben nicht bei solchen Hebevorrichtungen zur Verwendung bringen, welche bei ununterbrochenem Betriebe große mechanische Leistungen auszuüben haben. Bei nur zeitweiligem Betriebe dagegen empfiehlt sich oftmals die Anwendung von Schraubenwinden wegen der großen Sicherheit, welche diese Vorrichtungen gegen ein unbeabsichtigtes Zurückgehen vermöge ihrer Eigenschaft der selbstthätigen Sperrfähigkeit haben. Daß diese letztere Eigenschaft allen in der Tabelle enthaltenen Schrauben zukommt, geht aus den durchweg negativen Werthen von (η) hervor.

Die in der Tabelle für die Schrauben mit drehbarer Spindel enthaltenen Werthe von η können auch als Wirkungsgrad für die entsprechenden Schneckenräder mit Schraube ohne Ende benutzt werden, wie die in III, 1, §. 132 angegebene Berechnung des Schneckenradgetriebes zeigt.

Tabelle

für den Wirkungsgrad der Schraubengetriebe.

$$\eta = \frac{R - \varphi \mathfrak{r}_2}{R} \frac{n(1 - n\mu)}{n + \mu + (1 - n\mu)\varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r}}; \qquad (\eta) = \frac{R}{R + \varphi \mathfrak{r}_2} \cdot \frac{n - \mu - (1 + n\mu)\varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r}}{n(1 + n\mu)}.$$

Steigungsverhältniß	$n =$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Die Spindel wird gedreht	η	0,219	0,259	0,296	0,328	0,357	0,408	0,463
A. $\mathfrak{r}_1 = 0{,}5\,r$; $\mathfrak{r}_2 = r$; $R = 8\,r$	(η)	— 2,47	— 1,78	— 1,32	— 0,986	— 0,740	— 0,396	— 0,121
Die Mutter wird gedreht	η	0,151	0,183	0,210	0,236	0,260	0,304	0,352
B. $\mathfrak{r}_1 = 1{,}5\,r$; $\mathfrak{r}_2 = 2\,r$; $R = 8\,r$	(η)	— 4,406	— 3,328	— 2,611	— 2,097	— 1,713	— 1,777	— 0,747

Wenn die Drehung der Schraube oder ihrer Mutter nicht direkt, sonder mittelst eines Vorgeleges, wie in Fig. 13, oder mehrerer Vorgelege, wie i Fig. 15, bewirkt wird, so erhält man nach dem Früheren den Wirkungsgra der ganzen Hebevorrichtung als das Produkt aus dem für die Schraub gültigen in den bezw. die den Vorgelegen zugehörigen in einfacher Weise wi durch einige Beispiele erläutert werden möge.

Beispiel 1. Wenn bei einer Winde nach Art derjenigen in Fig. 13 die conischen Räder 10 und 30 Zähne und bezw. $r_2 = 50$ und $R_1 = 150$ mm Halbmesser haben, der mittlere Halbmesser r_1 der Schraube gleich 40 mm, der der Kurbel $R_2 = 300$ mm und das Steigungsverhältniß $n = \frac{s}{2\pi r} = 0{,}06$ ist, wie groß ist die an der Kurbel erforderliche Triebkraft P bei einer Belastung der Schraube von 3000 kg? Man hat hier die theoretische Betriebskraft zu

$$P_0 = Q\,n\,\frac{z_1}{z_2}\,\frac{r_1}{R_2} = 3000\,.\,0{,}06\,\frac{10}{30}\,\frac{40}{300} = 8 \text{ kg}.$$

Man findet den Wirkungsgrad der Schraube für $n = 0{,}06$ unter den passenden Verhältnissen $\mathfrak{r}_1 = 1{,}5\,r_1 = 60$ mm, $\mathfrak{r}_2 = 2\,r_1 = 80$ mm zu

$$\eta = \frac{150 - 0{,}08\,.\,80}{150}\;\frac{0{,}06\;(1 - 0{,}06\,.\,0{,}1)}{0{,}1 + 0{,}06 + (1 - 0{,}006)\;0{,}08\,\frac{60}{40}}$$

$$= 0{,}957\,\frac{0{,}0596}{0{,}279} = 0{,}205.$$

(Dieser Werth ist $\frac{1}{2}$ Proc. kleiner als die Tabelle ergiebt, 0,210, weil hier $\frac{R_1}{r_1}$ nur $\frac{150}{40} = 3{,}75$ angenommen ist.)

Ferner folgt ein Wirkungsgrad der Zähne gleich

$$\frac{1}{1 + 0{,}33\sqrt{\left(\frac{1}{10}\right)^2 + \left(\frac{1}{30}\right)^2}} = 0{,}966$$

und für die Kurbelaxe unter Annahme eines Zapfenhalbmessers $\mathfrak{r} = 15$ mm gleich

$$\frac{1 - 0{,}08\,\frac{15}{300}}{1 + 0{,}08\,\frac{15}{50}} = 0{,}973 \text{ (s. a. Tab. S. 17).}$$

Das Güteverhältniß der ganzen Winde bestimmt sich daher zu

$$\eta = \eta_1\,\eta_2\,\eta_3 = 0{,}205\,.\,0{,}966\,.\,0{,}973 = 0{,}205\,.\,0{,}940 = 0{,}193,$$

daher die erforderliche Betriebskraft

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{8}{0{,}193} = 41{,}5 \text{ kg}.$$

Um die Kraft zu ermitteln, die zum Senken der Last an der Kurbel angebracht werden muß, hat man für die Schraube

$$(\eta) = \frac{150}{150 + 0{,}08 \cdot 80} \; \frac{0{,}06 - 0{,}1 - (1 + 0{,}006)\, 0{,}08 \frac{60}{40}}{0{,}06\,(1 + 0{,}006)}$$

$$= 0{,}959 \frac{-0{,}1607}{0{,}0604} = -2{,}55.$$

Da nun am Umfange des conischen Rades von 150 mm Halbmesser die theoretische Kraft

$$3000 \cdot 0{,}06 \frac{40}{150} = 48 \text{ kg}$$

beträgt, so muß behufs des Senkens daselbst eine Kraft gleich

$$48 \cdot 2{,}55 = 122{,}4 \text{ kg}$$

wirken, wozu an der Kurbel, wegen des Wirkungsgrades des Vorgeleges $0{,}966 \cdot 0{,}973 = 0{,}940$, eine Kraft

$$(P) = \frac{1}{0{,}940}\, 122{,}4 \frac{50}{300} = 21{,}7 \text{ kg}$$

erforderlich ist, um die Last zum Sinken zu bringen.

Beispiel 2. Wenn die Mutter zu einem Schneckenrade von 100 mm Halbmesser ausgebildet wird, welches durch eine Schraube ohne Ende seine Drehung empfängt, so hat man den Wirkungsgrad der Schraube

$$\eta = \frac{100 - 0{,}08 \cdot 80}{100} \; \frac{0{,}06\,(1 - 0{,}006)}{0{,}16 + (1 - 0{,}006)\, 0{,}08 \frac{60}{40}} = 0{,}200.$$

Hat nun die Schnecke einen mittleren Halbmesser von 40 mm und ein Steigungsverhältniß von $n = 0{,}08$ und wird eine Kurbellänge von 200 mm gewählt, so findet sich der Wirkungsgrad für das Schneckengetriebe, wenn für die Spurzapfenreibung der Axe ein Halbmesser $r_1 = 10$ mm und für die Halsreibung $r_2 = 15$ mm angenommen wird, durch

$$\eta_2 = \frac{200 - 0{,}08 \cdot 15}{200} \; \frac{0{,}08\,(1 - 0{,}008)}{0{,}18 + (1 - 0{,}008)\, 0{,}08 \frac{10}{40}} = 0{,}994 \frac{0{,}079}{0{,}20} = 0{,}393.$$

Der Wirkungsgrad der ganzen Winde berechnet sich daher zu

$$\eta = 0{,}200 \cdot 0{,}393 = 0{,}079.$$

Da die theoretische Kraft an der Kurbel sich für diesen Fall zu

$$3000 \cdot 0{,}06 \frac{40}{100}\, 0{,}08 \frac{40}{200} = 1{,}152$$

berechnet, so folgt die effective Umdrehungskraft zu

$$P = \frac{1{,}152}{0{,}079} = 14{,}6 \text{ kg}.$$

Beispiel 3. Denkt man sich endlich die Schraubenspindel bei denselben Dimensionen durch ein doppeltes Rädervorgelege nach Art der Fig. 15 in Umdrehung gesetzt, so findet man den Wirkungsgrad der Schraube in diesem Falle, wenn der Spurzapfen einen Halbmesser von 20 mm und der Halszapfen einen

Halbmesser von 40 mm, das Stirnrad auf der Schraubenwelle dagegen einen solchen von 0,450 m hat, zu

$$\eta = \frac{450 - 0{,}08 \,.\, 40}{450} \; \frac{0{,}06\,(1 - 0{,}006)}{0{,}16 + (1 - 0{,}006)\; 0{,}08\, \frac{20}{40}} = 0{,}296.$$

Haben die Stirnräder 15 und 75, und die conischen Räder 12 und 48 Zähne, so folgen die Verlustcoefficienten für den Zahneingriff bezw. zu

$$\frac{1}{1 + 0{,}33\left(\frac{1}{15} + \frac{1}{75}\right)} = 0{,}975$$

und

$$\frac{1}{1 + 0{,}33\sqrt{\left(\frac{1}{12}\right)^2 + \left(\frac{1}{48}\right)^2}} = 0{,}973.$$

Ferner hat man für die stehende Vorgelegswelle, deren Zapfen einen Halbmesser von 30 mm haben mögen, wenn das conische Rad 300 und das Stirngetriebe 90 mm Halbmesser hat, den Wirkungsgrad

$$\frac{1 - 0{,}08\,\frac{30}{300}}{1 + 0{,}08\,\frac{30}{90}} = 0{,}966.$$

In gleicher Weise findet man für die Kurbelwelle den Verlustcoefficienten zu

$$\frac{1 - 0{,}08\,\frac{20}{400}}{1 + 0{,}08\,\frac{20}{75}} = 0{,}976,$$

wenn der Zapfenhalbmesser derselben zu 20 mm, die Kurbellänge zu 400 und der Halbmesser des conischen Triebrades gleich 75 mm gemacht ist. Demgemäß findet man den Wirkungsgrad der ganzen Vorrichtung zu

$$\eta = 0{,}296 \,.\, 0{,}975 \,.\, 0{,}966 \,.\, 0{,}973 \,.\, 0{,}976 = 0{,}268.$$

Da die theoretische Kraft an der Kurbelwelle

$$3000 \,.\, 0{,}06\,\frac{40}{400} \cdot \frac{15}{75}\,\frac{12}{48} = 0{,}9 \text{ kg}$$

beträgt, so ergiebt sich die effective Kraft zu

$$P = \frac{0{,}9}{0{,}269} = 3{,}34 \text{ kg}.$$

Um die erforderliche Umdrehungskraft bei Schraubenwinden auf dem graphischen Wege zu bestimmen, kann man in folgender Weise zum Ziele gelangen. Es sei A, Fig. 18, die Axe der Schraubenspindel vom mittleren Halbmesser $AB = ab$, deren Mutter ein Rad vom Halbmesser AJ trage, welches durch ein Zahnrad HJ auf der Welle H der Kurbel HK umgedreht wird. Dabei soll die Mutter in der ringförmigen Fläche von der Breite $BR = br$ ihre Stütze finden, und soll der mittlere Halbmesser ac als Reibungshalbmesser angesehen werden. Ist nun ss die Richtung der mittleren Schraubenlinie in einem Punkte a, unter dem Winkel α gegen die Querschnittsebene geneigt, ist ferner an normal

hierzu, und man macht den Winkel nae gleich dem Reibungswinkel ϱ, so erhält man, wenn man $da = \frac{Q}{2}$ macht und durch d eine Horizontale de zieht, in der Strecke $de = \frac{1}{2} Q \, tang \, (\alpha + \varrho)$ die Kraft p_1 desjenigen Kräftepaares, das am Umfange der Schraubenspindel wirksam zu denken ist. Dieses Kräftepaar sei durch DE und $D_1 E_1$ dargestellt. Zieht man ferner die Gerade af unter dem der Stützfläche c zugehörigen Reibungswinkel ϱ_1 gegen die Schraubenaxe, so erhält man in gleicher Weise in df die Kraft p_2 des der Spurreibung entsprechenden Kräftepaares, welches an dem Kreise AC wirksam zu denken ist. Dieses Kräftepaar sei durch DF und $D_1 F_1$ dargestellt. Aus den beiden Kräftepaaren p_1 und p_2 folgt das resultirende Paar p, welches durch DG und $D_1 G_1$ dargestellt ist.

Fig. 18.

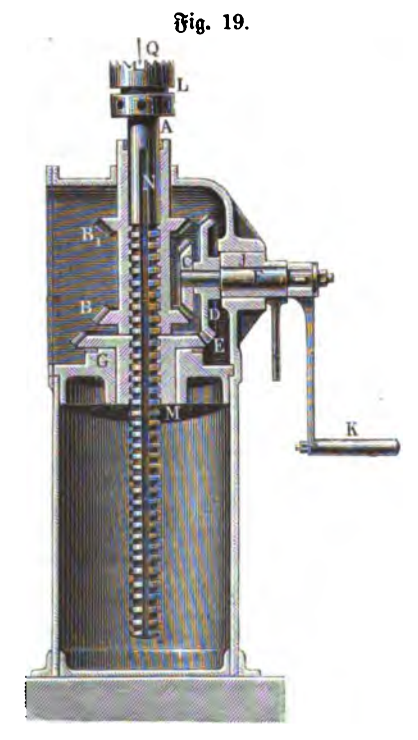
Ist nun J der Berührungspunkt der Zahnräder und $J_1 J$ die etwa unter 75° gegen die Centrale geneigte Druckrichtung der Zähne, so nimmt man mit Rücksicht auf die Zahnreibung die wirkliche Druckrichtung in LL parallel zu JJ_1 im Abstande $\zeta = \mu \frac{t}{2}$ an (s. Thl. III, 1, Anhang), wenn t die Theilung der Zahnräder und μ der Reibungscoefficient der Zähne ist. Die zwischen den Zähnen in der Richtung LL wirkende Kraft P_1 ruft in dem Halslager der Mutter vom Halbmesser AR eine gleiche und entgegengesetzte Reaction hervor, welche tangential an den Reibungskreis von AR, also nach der Geraden $L_1 L_1$ gerichtet ist. Die beiden Kräftepaare p und P_1 müssen nun gleich groß sein, was nur möglich ist, wenn die Verbindungslinie $o_1 o_2$ zwischen den Durchschnitten je zweier Kräfte die Mittelkraft derselben aufnimmt. Macht man daher $o_1 1 = D_1 G_1$ und zieht durch 1 eine Parallele 1 2 mit $o_1 o_2$, so erhält man in $2 o_1$ die Kraft P_1, mit welcher die Zähne des Triebrades HJ auf das Rad AJ drücken müssen. Die zu diesem Zwecke an der Kurbel erforderliche Kraft P ergiebt sich nun einfach

dadurch, daß man die Kraft $2\,o_1$ zerlegt nach der Richtung $o_3 K$ der **Kurbelkraft** und nach der Richtung der Tangente $o_3 h$ von o_3 an den Reibungskreis der Axe H, in welcher Tangente das Lager von H auf diese Welle reagiren muß. Man erhält dann durch das Polygon $o_1\,1\,2\,3$ in $2\,3$ die Kurbelkraft P.

§. 6. **Differentialschraubenwinde.** Man hat auch Windevorrichtungen ausgeführt, welche auf dem Princip der Differentialbewegung beruhen, so daß behufs der Erhebung der Last sowohl der Schraubenspindel als auch der Schraubenmutter je eine Drehung ertheilt wird. Da diese Drehungen nach gleicher Richtung, jedoch in verschiedenen Beträgen erfolgen, so muß die axiale Bewegung des geradlinig geführten Theiles proportional der Differenz der beiden Drehungen sein.

Eine solche Differentialschraubenwinde, wie sie in neuerer Zeit von Zobel angegeben ist, zeigt Fig. 19. Hierbei wird die drehende Bewegung der Kurbel K durch die conischen Räder D und E auf die Schraubenmutter M und durch die Räder C und B auf die Schraubenspindel A übertragen, indem die letztere zu diesem Zwecke ihrer ganzen Länge nach mit einer Nuth N versehen ist, in welche ein Vorsprung in der Bohrung des Rades B eintritt. Vermöge der gewählten Umsetzungsverhältnisse für die conischen Räderpaare wird hierbei die Spindel mit größerer Geschwindigkeit umgedreht, als die Mutter, doch kann auch die entgegengesetzte Anordnung gewählt werden. Um für den Zweck des Senkens der Last einen schnelleren Rückgang zu ermöglichen, ist außerdem die Einrichtung getroffen, daß die Kurbelaxe F in einer excentrisch ausgebohrten drehbaren Büchse J gelagert ist, welche bei einer Drehung um 180° eine Erhebung der Kurbelwelle um so viel bewirkt, daß der Eingriff zwischen den Rädern C und B und denjenigen D und E aufhört und die Spindel A allein durch die zum Eingriffe kommenden Räder C und B_1 umgedreht wird, wie bei einer gewöhnlichen Schraubenwinde. Diese Bewegungsübertragung von C auf B_1

Fig. 19.



wird man daher auch dann wählen, wenn geringere Lasten zu heben sind, welche ein weniger großes Umsetzungsverhältniß erfordern.

Die Wirkung dieser Art von Winden ist bereits in Thl. III, 1, §. 130 näher untersucht und dort gefunden worden, daß solche Vorrichtungen nur in dem Falle einen hohen Wirkungsgrad erwarten lassen, wenn die Steigung der Gewinde eine möglichst große ist, und eine möglichste Reduction der stützenden Zapfenflächen vorgenommen wird, von denen hier zwei, eine für die Spindel und eine für die Mutter, nöthig sind. Unter dieser Voraussetzung wurde der Wirkungsgrad einer dort angegebenen Vorrichtung bei einer Schraubenneigung $\alpha = 45^0$ oder $n = 1$ zu dem Werthe von 0,715 ermittelt. Dieser für Schrauben ausnahmsweise hohe Betrag ist aber nur durch die außergewöhnlichen Verhältnisse zu erklären, und es ist nicht schwer, nachzuweisen, daß eine Ausführung nach Fig. 19 unter Zugrundelegung der gebräuchlichen Schraubenverhältnisse ($n = 0,05$ bis $0,08$) nur einen sehr geringen Wirkungsgrad haben kann, und daß derselbe um so kleiner ausfällt, je weniger die Geschwindigkeiten der Spindel und Mutter von einander abweichen.

Um dies zu erkennen, sei die Drehung der Spindel in einer gewissen Zeit mit ω_1, diejenige der Mutter in derselben Zeit mit ω_2 bezeichnet, r sei wieder der Halbmesser der mittleren Schraubenlinie, deren Steigungsverhältniß $n = \frac{s'}{2 \pi r}$ sei. In Folge der besagten Drehungen ist die Last Q auf eine Höhe gleich $(\omega_1 - \omega_2)\, r n$ erhoben, daher eine Nutzleistung $Q\,(\omega_1 - \omega_2)\, r n$ verrichtet.

Gleichzeitig mit dieser Nutzwirkung sind schädliche Reibungen an den Gewindegängen, in den Stützzapfen und an den Halslagern zu überwinden gewesen. Es möge der Einfachheit wegen von den weniger bedeutenden Halsreibungen hier ganz abgesehen werden und mögen nur die Reibungen in Betracht gezogen werden, welche an den Gewinden und an den Stützflächen der Spindel bei L und zwischen der Mutter und dem Gestell bei G durch die Last Q hervorgerufen werden. Diese beiden Stützreibungen sind, als von Q abhängig, durch $\varphi\, Q$ gegeben. Der mittlere Reibungshalbmesser für die Spindelstützfläche bei L sei $\mathfrak{r}_1$ und für die Mutter $\mathfrak{r}_2$, so kann man folgende Gleichung für die verrichteten nützlichen und schädlichen Wirkungen aufstellen:

$$Q(\omega_1 - \omega_2)\, r n + \mu\, Q\,(\omega_1 - \omega_2)\, r + \varphi\, Q\,(\omega_1\, \mathfrak{r}_1 + \omega_2\, \mathfrak{r}_2)$$
$$= Q\,(\omega_1 - \omega_2)\, r\,(n + \mu) + \varphi\,(\omega_1\, \mathfrak{r}_1 + \omega_2\, \mathfrak{r}_2).$$

Man hätte daher, ganz abgesehen von den durch die einseitig wirkende Umdrehungskraft veranlaßten Halsreibungen, einen Wirkungsgrad zu erwarten von

$$\frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Arbeitsaufwand}} = \frac{(\omega_1 - \omega_2)\, r n}{(\omega_1 - \omega_2)\, r\, (n + \mu) + \varphi\, (\omega_1 r_1 + \omega_2 r_2)}.$$

Setzt man hierin wie in den oben behandelten Beispielen $n = 0{,}06$, nimmt man ferner $r_1 = 0{,}5\, r$ und $r_2 = 1{,}5\, r$, welche Dimensionen wohl nicht kleiner zu machen sind, und setzt etwa voraus, daß die Geschwindigkeiten in dem Verhältnisse stehen $\omega_1 : \omega_2 = 4 : 3$, so erhält man für diese Verhältnisse den Wirkungsgrad zu

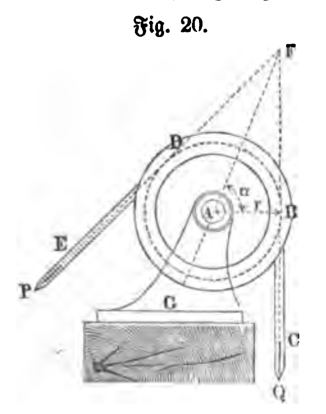
$$\frac{(4 - 3)\, 0{,}06\, r}{(4 - 3)\,(0{,}1 + 0{,}06)\, r + 0{,}08\,(4 . 0{,}5 + 3 . 1{,}5)\, r}$$

$$= \frac{0{,}06}{0{,}16 + 6{,}5 . 0{,}08} = \frac{0{,}06}{0{,}68} = 0{,}088,$$

also noch nicht 9 Procent. Durch die Halsreibungen wird dieser Werth noch herabgezogen und derselbe wird noch kleiner, wenn man die Geschwindigkeiten ω_1 und ω_2 weniger von einander differiren läßt, als hier angenommen wurde. Derartige Constructionen lassen daher nur unter den oben angegebenen Voraussetzungen steiler Schraubengewinde und kleiner Zapfenhalbmesser einen hohen Wirkungsgrad erwarten.

§. 7. **Rollen.** Die bisher besprochenen Hebevorrichtungen eignen sich ihrer Natur nach nur für geringe Hubhöhen. Für größere Erhebungen bedient man sich allgemein der Seile oder Ketten, welche sich um Rollen oder Trommeln wickeln. Der einfachste Fall einer derartigen Anordnung ist durch die feste Rolle oder Leitrolle, Fig. 20, gegeben, welche sehr häufig zur Abänderung der Bewegungsrichtung verwendet wird. Um die in einem festen Gehänge oder einem Lagerständer G drehbare Rolle A ist ein Seil geschlungen, welches an dem herabhängenden Ende BC eine Last Q trägt, deren Erhebung durch die an dem anderen Seilende in der Richtung DE wirkende Zugkraft P geschehen soll. Da die Wege der Kraft und der Last hierbei gleich sind, so hat man die theoretische Kraft $P_0 = Q$.

Fig. 20.



Mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse, welche hier als Steifigkeitswiderstände der Seile oder Kettenreibungen und als Zapfenreibung auftreten, findet man die wirkliche Zugkraft P wie folgt. Bezeichnet man den Coeffi-

cienten für den Widerstand, welchen das Seil oder die Kette beim Auflaufen und beim Ablaufen von der Rolle der Bewegung entgegensetzt mit σ, so daß man nach I. §. 200 u. f. den Widerstand proportional mit der Spannung Q des auflaufenden Seiles zu σQ anzunehmen hat, so muß man sich vorstellen, daß eine Kraft von dieser Größe σQ an jeder der beiden Stellen B und D der Bewegung des Seiles hindernd entgegentritt, wo eine Biegung des Seiles stattfindet. Wenn man ferner mit Z den Druck auf die Zapfen vom Halbmesser $\mathfrak{r}$ und mit r den Rollenhalbmesser bis zur Seilmitte gerechnet bezeichnet, so hat man die Gleichung:

$$Pr = Qr + 2\sigma Qr + \varphi Z\mathfrak{r}.$$

Der Zapfendruck bestimmt sich genau durch

$$Z^2 = P^2 - 2PQ \cos 2\alpha + Q^2,$$

wenn mit 2α der Winkel BAD des vom Seile umspannten Bogens bezeichnet wird. Eine Bestimmung von Z aus dieser Gleichung würde für die Praxis zu unnöthiger Weitläufigkeit führen, und man darf sich hierfür die Annäherung gestatten, zur Bestimmung der Zapfenreibung die Kräfte P und Q gleich groß zu setzen, wodurch man $Z = 2Q \sin \alpha$ erhält. Mit diesem Werthe für Z wird daher aus

$$Pr = Qr + 2\sigma Qr + \varphi 2Q \sin \alpha . \mathfrak{r}$$

die Kraft

$$P = Q\left(1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} \sin \alpha\right)$$

erhalten.

Setzt man der Kürze halber den Ausdruck

$$1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} \sin \alpha = k,$$

so hat man

$$P = kQ,$$

und den Wirkungsgrad der Rolle

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{k}.$$

Für parallele Seilrichtungen, also für $\alpha = 90^0$, wird

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}.$$

Für die rückgängige Bewegung, d. h. für ein Sinken der Last Q wird die Spannung des sich nunmehr aufwickelnden Seiles ED gleich $\frac{S}{k}$ sein, wenn die Spannung in BC gleich S ist, und man hat daher beim Sinken der

Last um die beliebige Größe s, d. h. wenn die Last die mechanische **Arbeit** $S.s$ verrichtet, nur eine Nutzwirkung an dem Seile DE von $\frac{S}{k}s$ zu erwarten. Daher findet man den Wirkungsgrad für den Rückgang zu

$$(\eta) = \frac{\frac{S}{k}s}{Ss} = \frac{1}{k} = \eta$$

wie beim Vorwärtsgange. Einen schärferen Werth von k findet man für parallele Seilrichtungen aus der Gleichung

$$Pr = Qr + \sigma Qr + \sigma Pr + \varphi (P + Q) \mathfrak{r}$$

durch

$$P = Q \frac{1 + \sigma + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \sigma - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}$$

zu

$$k = \frac{1 + \sigma + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \sigma - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}},$$

welcher Werth von dem obigen $1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$ in den meisten Fällen indessen nur wenig abweicht.

Was die Größe von σ anbetrifft, so hat man die Ketten von den Seilen hierbei zu unterscheiden. Es ist schon in I, §. 200 gezeigt worden, daß die Größe der Kettenreibung an jeder Biegungsstelle bei einer Spannung Q durch

$$\varphi_1 Q \frac{\delta}{2r}$$

gegeben ist, worin δ die Stärke des Ketteneisens und φ_1 den Reibungscoefficienten für die Kettenglieder bedeutet. Man hat daher für Ketten

$$\sigma = \varphi_1 \frac{\delta}{2r}.$$

Für den Steifigkeitswiderstand der Seile sind ebenfalls in I, §. 202 u. f. die näheren Angaben enthalten. Legt man dafür die Formel von Eytelwein zu Grunde, so hat man den Steifigkeitswiderstand für die Aufwickelung und Abwickelung zugleich, also

$$2\sigma Q = 0{,}018 \frac{\delta^2}{r} Q\,^*),$$

wenn δ und r in Millimetern gegeben sind. Danach hätte man für Seile

$$2\sigma = 0{,}018 \frac{\delta^2}{r}$$

einzuführen. Bei den gewöhnlichen Kettenrollen für Flaschenzüge und Winden pflegt man den Rollenhalbmesser r nicht kleiner als $10\,\delta$ zu nehmen, legt man dieses Verhältniß zu Grunde, so wird für Ketten, wenn ein Reibungscoefficient $\varphi_1 = 0{,}2$ angenommen wird,

$$2\sigma = 2 \,.\, 0{,}2 \frac{\delta}{20\,\delta} = 0{,}02,$$

also unabhängig von der Eisenstärke.

Bei den Seilrollen kann man passend den Rollenhalbmesser $r = 4\,\delta$ annehmen, wofür demnach für Seile

$$2\sigma = 0{,}018 \frac{\delta^2}{4\,\delta} = 0{,}0045\;\delta,$$

also direct proportional mit der Seilstärke wird.

Unter Voraussetzung einer Zapfenstärke

$$2\mathfrak{r} = d = 3\,\delta \text{ für Kettenrollen}$$

und

$$2\mathfrak{r} = d = \delta \text{ für Seilrollen}$$

sind für die Umschlingungswinkel $2\alpha = 180^0$, 120^0 und 90^0 und verschiedene Seilstärken die Werthe für den Wirkungsgrad der Leitrolle

$$\eta = \frac{1}{k} = \frac{1}{1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} \sin\alpha}$$

unter Annahme eines Zapfenreibungscoefficienten $\varphi = 0{,}08$ berechnet und in der umstehenden Tabelle zusammengestellt worden.

In den vorstehenden Ermittelungen ist auf das Eigengewicht der Rolle keine Rücksicht genommen, weil dasselbe neben den Kräften der Seile und Ketten auf die Zapfenreibung nur von geringem Einflusse ist. Will man

---

*) Redtenbacher giebt nach den Versuchen von Prony

$$2\sigma = 26 \frac{\delta^2}{a} \text{ (für Meter)}$$

an, daher wäre hiernach

$$\sigma = 0{,}013 \frac{\delta^2}{a} \text{ (für Millimeter)}$$

zu setzen.

Tabelle für den Wirkungsgrad der Leitrolle.

$$\eta = \frac{1}{k} = \frac{1}{1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} \sin\alpha}.$$

Seilstärke δ =	10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm	Ketten
$2\alpha = 180^0$	0,939	0,901	0,866	0,833	0,803	0,958
$2\alpha = 120^0$	0,942	0,903	0,868	0,835	0,805	0,960
$2\alpha = 90^0$	0,944	0,906	0,870	0,837	0,807	0,964

dasselbe in einzelnen Fällen berücksichtigen, so hat man bei der Bestimmung des Zapfendruckes darauf Bedacht zu nehmen. Der Einfluß des Eigengewichtes der sinkenden und steigenden Ketten und Seile soll an anderer Stelle besonders besprochen werden.

Aus der gefundenen Beziehung $P = k\,Q$ zwischen der Kraft und Last an der festen Rolle lassen sich auch ohne Weiteres die Verhältnisse der losen Rolle ableiten. Ist nämlich die Rolle mit parallelen Seilenden A, Fig. 21, in dem festen Gehäuse AF aufgehängt, und wird das Seil BC durch eine daran hängende Belastung mit einer Kraft S gezogen, so ist zur Einleitung der Bewegung im Sinne des Pfeils in dem Seile DE eine Spannung kS erforderlich, und das Gehänge AF hat daher mit einer Kraft $Z = S + kS = S\,(1 + k)$ zu widerstehen. Wenn hierbei das Kraftseil um eine beliebige Strecke s angezogen wird, so steigt die Last Q am anderen Seilende um dieselbe Größe empor. An dem gegenseitigen Verhältnisse der Kräfte Q, P und Z wird nun nichts geändert, wenn man dem ganzen Systeme, also der Rolle mit ihrem Gehäuse und den beiden Seilenden eine beliebige zusätzliche Bewegung ertheilt denkt, indem hierbei die relativen Bewegungen der einzelnen Theile gegen einander dieselben bleiben. Nimmt man als solche zusätzliche Bewegung in jedem Augenblicke eine der Bewegung von Q gleiche und entgegengesetzte, also eine vertical abwärts gerichtete Verschiebung um s an, so kommt die Last Q dadurch zur Ruhe und man kann das Seilende bei C als an einen festen Punkt angeschlossen betrachten. Die Rolle und mit ihr die an dem Gehäuse angreifende Kraft Z nimmt eine Verschiebung entgegengesetzt ihrer Richtung um s an, während das Kraftseil DE außer der schon innegehabten Bewegung um s noch eine ebenso große Bewegung erhält, so daß die Kraft P in ihrem Sinne eine Bewegung gleich $2s$ annimmt. Durch diese Vorstellung gelangt man sofort

zu der sogenannten losen Rolle, welche in Fig. 22 in der gewöhnlich üblichen umgekehrten Lage gezeichnet ist. Das Seil BC ist hierbei an den

Fig. 21.

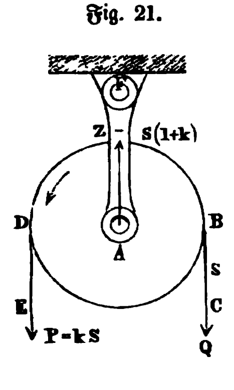
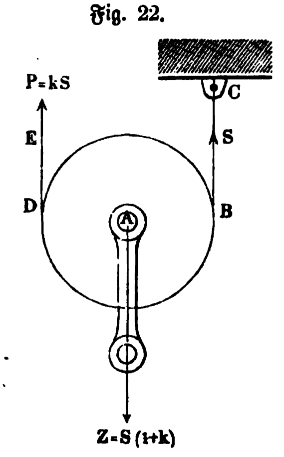


Fig. 22.



festen Punkt C gehängt, welcher mit einer Reaction S zu wirken hat, während die Kraft P nach wie vor mit der Größe kS eine Drehung der Rolle und damit eine Erhebung der Last anstrebt, als welche Last nunmehr die Zapfenkraft $Z = S(1 + k)$ anzusehen ist. Da zu einer Erhebung dieser Last $S(1 + k)$ um die beliebige Größe s, also zu einer Nutzleistung $S(1 + k)s$ hierbei die Kraft kS einen Weg $2s$ durchlaufen, also eine Arbeit $kS.2s$ verrichten muß, so berechnet sich der Wirkungsgrad der losen Rolle zu

$$\eta = \frac{1 + k}{2k};$$

also ist derselbe, da k auf jeden Fall die Einheit übertrifft, größer als der Wirkungsgrad $\frac{1}{k}$ der festen Rolle.

Man kann jetzt auch den Zustand des Rückganges der losen Rolle beurtheilen, indem man der Rolle eine Bewegung im Sinne der Zapfenkraft Z ertheilt denkt, in welchem Falle die Kraft P in der ihrem Sinne entgegengesetzten Richtung, also auch abwärts bewegt wird. Unter dieser Voraussetzung gilt daher P als zu überwindende Nutzlast und Z als Triebkraft. Da bei dem Sinken der Rolle das Seil DE sich aufwickelt und dasjenige BC sich abwickelt, so ist nunmehr die Spannung in BC gleich kS, wenn diejenige in DE mit S bezeichnet wird. Die Zapfenkraft Z ist daher wieder durch $S(1 + k)$ gegeben. Da diese letztere bei einer Senkung der Rolle um s eine mechanische Arbeit $S(1 + k)s$ verrichtet und hierdurch

nur eine Nutzwirkung von $S.2s$ erzielt wird, so ist der **Wirkungsgrad** der losen Rolle für den Rückgang durch

$$(\eta) = \frac{S.2s}{S(1+k)s} = \frac{2}{1+k}$$

gegeben.

Man erhält diesen Ausdruck übrigens auch direct aus dem Werthe für den Vorwärtsgang

$$\eta = \frac{1+k}{2k},$$

wenn man darin $\frac{1}{k}$ anstatt k einführt, und den reciproken Werth davon nimmt, sofern

$$\eta = \frac{P_0}{P} \text{ und } (\eta) = \frac{(P)}{P_0}$$

ist. Es ergiebt sich auch, daß der Betrag von $(\eta) = \frac{2}{1+k}$ für den Rückgang kleiner sein muß, als der von $\eta = \frac{1+k}{2k}$ für den Vorwärtsgang, da $2.2k < (1+k)^2$ ist.

Hätte man z. B. für eine bestimmte Rolle

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi\frac{\mathfrak{r}}{r} = 1{,}1,$$

so würde man den Wirkungsgrad erhalten:

a. für die feste Rolle $\eta = (\eta) = \frac{1}{1{,}1} = 0{,}909$,

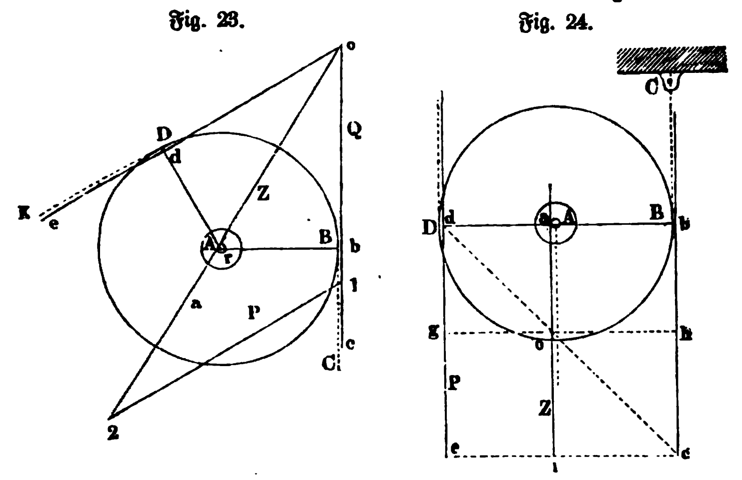
b. für die lose Rolle (vorwärts) $\eta = \frac{1+1{,}1}{2{,}2} = 0{,}955$,

c. für die lose Rolle (rückwärts) $(\eta) = \frac{2}{2{,}1} = 0{,}952$.

Auf graphischem Wege lassen sich die Verhältnisse von Kraft und Last für die Rolle sehr einfach ermitteln. Sind BC und DE, Fig. 23, wieder die Mittellinien der Seile, so ziehe man damit parallel und in dem Abstande $\sigma = 0{,}009\,\delta^2$ für Seile oder $\varphi_1\frac{\delta}{2}$ für Ketten (s. III, 1, Anhang) die Kraftrichtungen bc und de und lege von deren Durchschnittspunkte o die entsprechende Tangente oa an den Reibungskreis des Zapfens vom Radius $\varphi\mathfrak{r}$. Hierbei muß der Halbmesser Ab der Last um σ größer und derjenige

Ad der Kraft um σ kleiner genommen werden als der Halbmesser r der Rolle. Macht man nun $o\,1 = Q$, und zieht $1\,2$ parallel mit de, so erhält man in $1\,2$ die Kraft P und in $2\,o$ die Reaction des Lagers.

Fig. 23. Fig. 24.



Ebenso zieht man bei der losen Rolle, Fig. 24, die Kraftrichtungen cb und ed im Abstande σ parallel zu den Mittellinien der Seile, und nimmt die Zapfenkraft in der dazu parallelen Tangente ao an den Reibungskreis des Zapfens an. Macht man dann $a\,1 = Z$, und zieht durch 1 die Horizontale $e\,1\,c$, so liefert die Verbindungslinie dc in $1\,o = eg$ die Zugkraft P und in $oa = hb$ die Reaction des Festpunktes C.

In der folgenden

Tabelle für den Wirkungsgrad der losen Rolle.

$$\eta = \frac{1+k}{2k} = \frac{1+\sigma+\varphi\frac{\mathfrak{r}}{r}}{1+2\sigma+2\varphi\frac{\mathfrak{r}}{r}};\ (\eta) = \frac{2}{1+k} = \frac{1}{1+\sigma+\varphi\frac{\mathfrak{r}}{r}}.$$

Seilstärke δ =	10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm	Ketten
η =	0,970	0,950	0,933	0,917	0,902	0,979
(η) =	0,968	0,946	0,928	0,909	0,891	0,978

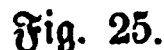
ist der Wirkungsgrad der losen Rolle für Vorwärts- und Rückwärtsgang unter denselben Annahmen enthalten, welche früher für die feste Rolle gemacht worden sind, d. h. für

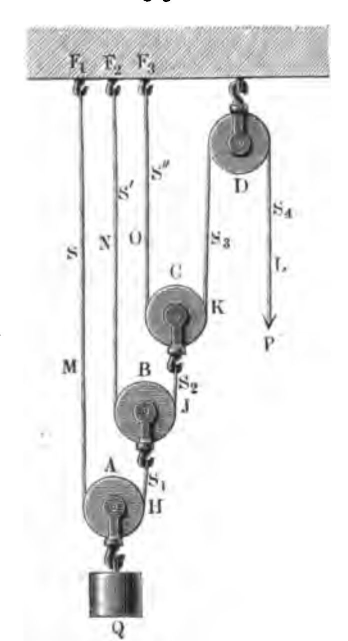
$$r = 4\,\delta \text{ und } 2\,\mathfrak{r} = d = \delta \text{ für Seile,}$$

sowie

$$r = 10\,\delta \text{ und } 2\,\mathfrak{r} = d = 3\,\delta \text{ für Ketten.}$$

§. 8. **Rollen- und Flaschenzüge.** Mit Hülfe der Entwickelungen des vorhergehenden Paragraphen ist es nun sehr leicht, die Kraftverhältnisse bei den mancherlei Rollenverbindungen zu beurtheilen, welche so vielfach unter dem Namen von Rollen- und Flaschenzügen zur Anwendung kommen. Als einzige Regel hat man hierbei nur diejenige zu beobachten, daß in jedem Falle, wo ein Seil sich um eine Rolle schlingt, die Spannung des ablaufenden (ziehenden) Seiles gleich der $k$fachen Spannung des auflaufenden (gezogenen) Seiles ist, wenn wieder unter k der mehrgedachte Widerstandscoefficient der Rolle


Fig. 25.



$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{r}$$

verstanden ist. Ein strenger Unterschied zwischen Rollenzügen und Flaschenzügen ist kaum zu machen, in der Regel pflegt man Rollenzüge solche Verbindungen von Rollen zu nennen, bei welchen die Rollen einzeln neben oder unter einander angebracht sind, während solche Anordnungen Flaschenzüge genannt werden, bei welchen mehrere Rollen in einem gemeinsamen Gehäuse, der sogenannten Flasche oder dem Kloben untergebracht sind, an dessen Hebung und Senkung die in ihm befindlichen Rollen gleichmäßig Theil nehmen.

Ein einfacher Rollenzug ist in Fig. 25 dargestellt. Die Last Q hängt hier an der losen Rolle A, deren eines Seil bei F_1 befestigt ist, während das andere ziehende Ende an die Axe einer zweiten Rolle B angeschlossen ist. Das Seil der letzteren ist in gleicher Art einerseits bei F_2 befestigt und andererseits mit einer dritten losen Rolle C verbunden, deren Zugseil über eine feste Rolle D geführt ist, um die an dem freien Ende wirkende Kraft P von oben nach unten wirken zu lassen.

Man ersieht sogleich, daß ein Anziehen des Seiles L um die Größe s eine Erhebung der Rolle C um $^1/_2\,s$ zur Folge hat, wodurch wieder eine

Hebung der Rolle B um die Hälfte, also $^1/_4\, s$, und endlich eine Hebung von A und der Last Q um $^1/_8\, s$ hervorgerufen wird. Ohne Nebenhindernisse hat man daher die theoretische Zugkraft

$$P_0 = {}^1/_8\, Q,$$

oder allgemein bei n losen Rollen

$$P_0 = \frac{Q}{2^n},$$

weshalb man diese Anordnung wohl zuweilen mit dem Namen des Potenzflaschenzuges bezeichnet.

Die wirklich erforderliche Kraft P ergiebt sich unter der Voraussetzung, daß alle Rollen von gleichen Abmessungen und alle Seile von gleicher Stärke seien, wie folgt. Bezeichnet S die Spannung des ersten in F_1 befestigten Seilendes und sind S_1, S_2, S_3 und S_4 die Spannungen in den Seilen H, J, K und L, so hat man $S_1 = k\,S$; und da

$$Q = S + S_1 = S\,(1 + k)$$

ist, so folgt

$$S = \frac{Q}{1 + k},$$

und daher

$$S_1 = \frac{k}{1 + k}\, Q.$$

In derselben Weise findet sich für das Seil J der Rolle B, welche einem Axenzuge S_1 ausgesetzt ist:

$$S_2 = \frac{k}{1 + k}\, S_1 = \left(\frac{k}{1 + k}\right)^2 Q,$$

und ebenso für das Seil K:

$$S_3 = \frac{k}{1 + k}\, S_2 = \left(\frac{k}{1 + k}\right)^3 Q.$$

Endlich hat man die Spannung S_4 in dem Zugseile L wegen der festen Rolle:

$$S_4 = k\, S_3 = k\left(\frac{k}{1 + k}\right)^3 Q = P.$$

Allgemein würde für n lose Rollen und eine feste Leitrolle die Kraft

$$P = k\left(\frac{k}{1 + k}\right)^n Q$$

und daher der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{k}\left(\frac{1 + k}{2\,k}\right)^n$$

folgen.

Wenn man den Rollenzug in Fig. 25 mit der Rolle A in umgekehrter Lage aufhängt und unter Beseitigung der Leitrolle D die Zugkraft direct an dem Seile K angreifen läßt, so kann man die zu hebende Last an die drei Seile M, N und O in F_1, F_2 und F_3 anhängen. Bezeichnet man für diesen Fall wieder mit S die Seilspannung in $F_1 M$, und mit S' und S'' die Spannungen in $F_2 N$ und $F_3 O$, so hat man die Spannung in H:

$$S_1 = k S,$$

daher diejenige in $F_2 N$:

$$S' = \frac{1}{1+k} S_1 = \frac{k}{1+k} S.$$

Ebenso hat man in dem Seile J eine Spannung:

$$S_2 = k S' = k \frac{k}{1+k} S,$$

folglich in $F_3 O$:

$$S'' = \frac{1}{1+k} S_2 = \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 S,$$

und in dem Seile K die Spannung:

$$S_3 = k S'' = k \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 S = P.$$

Für die Belastung Q hat man in diesem Falle:

$$Q = S + S' + S'' = S\left[1 + \frac{k}{1+k} + \left(\frac{k}{1+k}\right)^2\right] = S \frac{1+3k+3k^2}{(1+k)^2},$$

folglich die Kraft:

$$P = k \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 S = \frac{k^3}{1+3k+3k^2} Q.$$

Ohne schädliche Widerstände hätte man

$$P_0 = S_3 = S'' = \tfrac{1}{2} S' = \tfrac{1}{4} S,$$

folglich:

$$Q = (4 + 2 + 1) S'' = 7 S'' = 7 P_0,$$

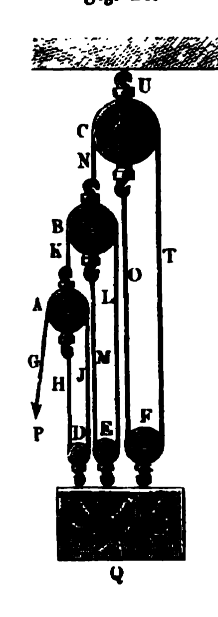
daher ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 + 3k + 3k^2}{7k^3}.$$

Eine andere Anordnung eines Rollenzuges zeigt Fig. 26. Es hängen hier von den drei Rollen A, B, C Seile herab, welche um die mit der Last Q verbundenen Rollen D, E und F geschlungen sind, und deren Enden in ersichtlicher Weise an die Kloben der Rollen A, B und C geknüpft sind. Ohne Nebenhindernisse hätte man bei einer Zugkraft P in dem Seile G in J und H gleichfalls die Kraft P, daher in K eine Zapfenkraft $3P$, und

ebenso groß wäre die Spannung in jedem der Seile L und M. Folglich würde das Seil N mit $9\,P$ gezogen, welche Kraft auch in jedem der Seile O und T vorhanden wäre. Die Last Q setzt sich nun zusammen aus den Spannungen der Seile H, J, M, L, O und T, und man hat daher

Fig. 26.



$$Q = (1 + 1 + 3 + 3 + 9 + 9)\,P_0 = 26\,P_0.$$

Die Wege der Kraft und Last verhalten sich natürlich ebenfalls wie 26 : 1. Wegen der verschieden großen Rollenabmessungen und Seilstärken wird hier der Werth von k für die verschiedenen Rollen verschieden sein. Wenn dieser Werth

$$k = \frac{1}{\eta} = \left(1 + 2\,\sigma + 2\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{r}\right)$$

indessen für alle Rollen von gleicher mittlerer Größe angenommen wird, so hat man bei einer Zugkraft P des Seiles G in J die Kraft

$$P\,\frac{1}{k} = P\,\eta,$$

ferner in H die Spannung

$$P\,\frac{1}{k^2} = P\,\eta^2,$$

folglich ist die Spannung in K durch $P\,(1 + \eta + \eta^2)$ gegeben. Ferner findet man in gleicher Art die Spannungen in den Seilstücken:

$$L \text{ zu } P\,(1 + \eta + \eta^2)\,\eta; \text{ in } M \text{ zu } P\,(1 + \eta + \eta^2)\,\eta^2,$$

folglich die Zapfenkraft in N gleich $P\,(1 + \eta + \eta^2)^2$. Ebenso findet man für das Seil T:

$$P\,(1 + \eta + \eta^2)^2\,\eta, \text{ für } O: P\,(1 + \eta + \eta^2)^2\,\eta^2,$$

daher die Anstrengung des Hakens U:

$$P\,(1 + \eta + \eta^2)^3.$$

Für die Last Q dagegen hat man die Summe der Spannungen in den Seilen H, J, M, L, O und T zu

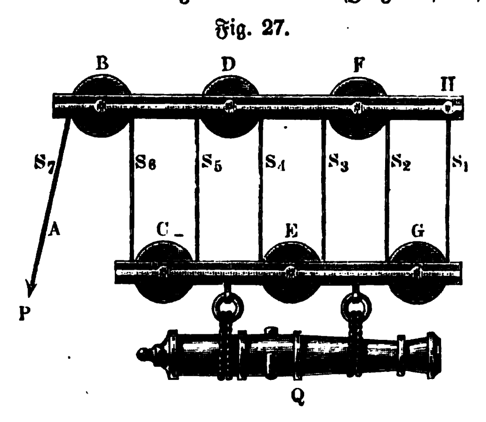
$$Q = P\,(\eta + \eta^2)\,[1 + (1 + \eta + \eta^2) + (1 + \eta + \eta^2)^2].$$

Derartige Rollenzüge finden zum Heben größerer Lasten durch geringe Zugkräfte nur eine sehr beschränkte Anwendung, weil ihnen der große Uebel-

stand anhaftet, daß man auch für sehr mäßige Hubhöhen der Last bedeutende Constructionshöhen nöthig hat, wie man sich leicht aus den Figuren 25 und 26 überzeugt. In Fig. 25 z. B. erfordert eine Erhebung der Last Q um die Größe h einen freien Zwischenraum von $2h$ zwischen den Rollen A und B und einen solchen von $4h$ zwischen B und C, so daß die feste Leitrolle D um mehr als die sechsfache Hubhöhe h über dem tiefsten Stande der Last angebracht werden muß. Noch ungünstiger stellt sich in dieser Hinsicht die Anordnung der Fig. 26. Dagegen finden derartige Rollenzüge in neuerer Zeit wohl öfter Verwendung bei hydraulischen Aufzügen, bei denen es darauf ankommt, durch den nur mäßigen Schub eines mit sehr großer Kraft gedrückten Kolbens eine verhältnißmäßig geringe Last auf eine bedeutende Höhe zu erheben. Man wendet hierbei den Rollenzug in umgekehrter Anordnung an, so daß die Last an dem freien Seilende hängt, während die betreffende lose Rolle, etwa A in Fig. 25, von der Betriebskraft P angezogen wird. Näheres über derartige hydraulische Aufzüge ist weiter unten angeführt.

Häufigere Anwendung finden dagegen die eigentlichen Flaschenzüge zur Hebung größerer Lasten, wie z. B. Baumaterialien, auf beträchtliche Höhen unter Verwendung von kleinen Zugkräften, wie die der Arbeiter sind.

Fig. 27.



Von der Wirkungsweise eines Flaschenzuges gewinnt man am einfachsten eine Vorstellung aus Fig 27, worin die einzelnen zu einer Flasche verbundenen Rollen neben einander gezeichnet sind, wenn auch die Anordnung in Wirklichkeit meist so gewählt wird, daß die Rollen einer Flasche auf einem gemeinschaftlichen Bolzen oder unter einander angebracht sind. Man erkennt aus der Figur, wie die anzuhebende Last Q an der unteren, die losen Rollen C, E und G enthaltenden Flasche hängt, und wie ein für alle Rollen gemeinsames Seil, welches mit dem einen Ende an der oberen festen Flasche bei H befestigt ist, am anderen Ende die Zugkraft P aufnimmt. Dabei dienen die Rollen B, D und F der oberen festen Flasche dem Seile lediglich als Leitrollen, um die beabsichtigte Umschlingung der unteren Rollen zu ermöglichen.

Die Anzahl der Rollen in jeder Flasche pflegt man hierbei meist gleich

groß, und zwar häufig gleich drei, selten oder nie größer als vier anzunehmen. Es ist indessen nicht ausgeschlossen, der einen Flasche eine Rolle mehr als der anderen zu geben, indem man z. B. unter Beseitigung der Rolle G das von der festen Rolle F nach unten geführte Seil direct an der unteren Flasche befestigt, oder daß man die Kraft direct an dem von der Rolle C aufsteigenden Seile unter Weglassung der festen Leitrolle B vertical aufwärts wirken läßt.

Die Last Q hängt bei der in der Figur dargestellten Anordnung an sechs Seilen, welche beim Wegfall aller Nebenhindernisse sämmtlich dieselbe Spannung P_0 haben würden, welche in dem Zugseile BA vorhanden ist. Man hätte daher für diesen Fall $Q = 6\,P_0$, oder allgemein bei n tragenden Seilen $Q = n\,P$. Mit Rücksicht auf die Reibungs- und Steifigkeitswiderstände sind jedoch die einzelnen Seilspannungen verschieden, und man hat, unter $S_1, S_2, S_3 \ldots S_7$ die einzelnen Seilspannungen und unter k den für alle Rollen gleich groß angenommenen Widerstandscoefficienten $k = 1 + 2\,\sigma + 2\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{r}$ verstanden:

$$S_2 = S_1\,k;\; S_3 = S_2\,k = S_1\,k^2 \text{ u. s. w.,}$$

überhaupt allgemein für das νte Seil $S_\nu = S_1\,k^{\nu-1}$. Die Spannung S_7 in dem Zugseile A ist daher durch $P = S_7 = S_1\,k^6$ oder allgemein bei n Rollen $S_{n+1} = S_1\,k^n$ gegeben.

Die Last Q findet man durch

$$Q = S_1 + S_1\,k + S_1\,k^2 + \ldots S_1\,k^5 = S_1\,\frac{k^6 - 1}{k - 1},$$

oder allgemein für n Rollen zu

$$Q = S_1\,(1 + k + k^2 + \ldots k^{n-1}) = S_1\,\frac{k^n - 1}{k - 1}.$$

Da $P_0 = \frac{Q}{6}$ ist, so hat man den Wirkungsgrad des sechsrolligen Flaschenzuges

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{{}^1/_6\,Q}{S_1\,k^6} = \frac{k^6 - 1}{6\,k^6\,(k - 1)}.$$

Allgemein ist ebenfalls

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n\,k^n\,(k - 1)}.$$

Der Zug, welcher auf den oberen Kloben ausgeübt wird, ist gegeben durch

$$Z = S_1 + S_2 + S_3 + \ldots S_{n+1} = S_1\,(1 + k + k^2 + \ldots k^n)$$
$$= S_1\,\frac{k^{n+1} - 1}{k - 1}.$$

Wenn man daher den unteren Kloben befestigt und diese Zugkraft Z zum Heben einer Last $Q = Z$ benutzt, so ergiebt sich der Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\frac{1}{n+1} Q}{S_{n+1}} = \frac{\frac{1}{n+1} Q}{S_1 k^n} = \frac{k^{n+1} - 1}{(n+1) k^n (k-1)},$$

welcher Ausdruck für die lose Rolle, d. h. für $n = 1$ den früher gefundenen Werth

$$\eta = \frac{k^2 - 1}{2 k (k - 1)} = \frac{k + 1}{2 k}$$

annimmt.

Will man den Wirkungsgrad auch für den Rückgang ermitteln, um die Kraft (P) zu bestimmen, welche die mit Q belastete untere Flasche beim Sinken auf das freie Ende A des Seiles ausübt, so findet man durch Einführung von $\frac{1}{k}$ anstatt k die Kraft $(P) = \frac{S_1}{k^n}$, und da für diesen Fall

$$Q = S_1 \left(1 + \frac{1}{k} + \frac{1}{k^2} + \cdots \frac{1}{k^{n-1}}\right) = S_1 \frac{\frac{1}{k^n} - 1}{\frac{1}{k} - 1}$$

$$= S_1 \frac{k^n - 1}{k^{n-1} (k - 1)}$$

ist, so hat man hierfür den Wirkungsgrad

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{S_1}{k^n} \frac{n k^{n-1} (k - 1)}{S_1 (k^n - 1)} = \frac{n (k - 1)}{k (k^n - 1)}.$$

Zur graphischen Bestimmung der Kraftverhältnisse des Flaschenzuges ergiebt sich nach dem Vorstehenden leicht folgende Construction. Ist A, Fig. 28, der Mittelpunkt des horizontalen Durchmessers $BC = 2r$ einer Rolle, von Mitte bis Mitte Seil gerechnet, so trage man $Bb = Cc = \sigma$ von den Endpunkten nach derselben Seite an und mache $A a_1$ gleich dem Reibungshalbmesser $\varphi \mathfrak{r}$ des Zapfens, so daß man $a_1 b = r - \sigma - \varphi \mathfrak{r}$ und $a_1 c = r + \sigma + \varphi \mathfrak{r}$ hat. Macht man nun auf der Verticalen durch b die Strecke $b\,1$ gleich der Spannung S_1 des innersten Seiles, so erhält man durch die Gerade $1\,a_1\,2$ auf der durch c gezogenen Verticalen die Spannung S_2 in $c\,2$, denn man hat nach der Construction

$$S_1 (r + \sigma + \varphi \mathfrak{r}) = S_2 (r - \sigma - \varphi \mathfrak{r}).$$

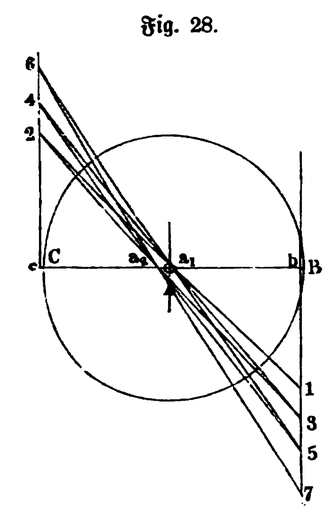
Um auch die Spannungen der übrigen Seile zu finden, hat man nur die Strecke $c a_2 = b a_1$ zu machen, so liefert der Strahl von 2 durch a_2 in $b\,3$ die Spannung S_3, und ebenso der Strahl $3\,a_1$ in $c\,4$ die Spannung

S_4 u. s. f. Man erhält daher in $b\,7$ die Zugkraft P für einen sechsrolligen Flaschenzug, dessen Belastung sich aus den Strecken

$$b\,1 + c\,2 + b\,3 + c\,4 + b\,5 + c\,6 = Q$$

zusammensetzt. Diese Zeichnung gilt auch, wie sich leicht ergiebt, für die rückgängige Bewegung, nur findet man in diesem Falle die auf das freie Seilende ausgeübte Zugkraft in $b\,1$, wenn die bewegliche Flasche unter einer Belastung

Fig. 28.



$$Q = b\,7 + c\,6 + b\,5 + c\,4 + b\,3 + c\,2$$

niedersinkt.

Die umstehende Tabelle enthält die Werthe des Wirkungsgrades für den Vorwärts- und Rückwärtsgang von Flaschenzügen mit zwei bis acht Rollen für die häufigsten Seilstärken und für Ketten, unter denselben Voraussetzungen, welche bei den festen und losen Rollen in Bezug auf das Verhältniß der Seil- oder Ketteneisenstärke zu den Rollen- und Zapfenhalbmessern gemacht worden sind.

Man ersieht aus dieser Tabelle, wie bei den größeren Seilstärken die Widerstände der Seilflaschenzüge wesentlich größer ausfallen, als diejenigen der Kettenflaschenzüge, bei welchen letzteren unter den angenommenen Verhältnissen, wonach die Rollen- und Zapfenhalbmesser der Ketteneisenstärke proportional sind, der Wirkungsgrad unabhängig von dieser Stärke ist.

Die vorstehenden Ermittelungen gelten auch unmittelbar für die gewöhnliche Anordnung des Flaschenzuges, Fig. 29 (a. S. 53), wobei die einzelnen gleich großen Rollen jeder Flasche neben einander auf einer gemeinschaftlichen Axe lose drehbar angebracht sind. Wollte man diese Rollen auf den Axen befestigen und letztere in den Augen der Kloben laufen lassen, so müßten die Halbmesser der einzelnen Rollen, um ein Gleiten der Seile auf ihnen zu vermeiden, nach Fig. 30 (a. S. 53) in demselben Verhältnisse wie die Seillängen, welche über die Rollen laufen, allmälig zunehmen, so daß, wenn der Halbmesser der ersten Rolle des Klobens B gleich 1 gesetzt wird, die anderen Rollen des unteren Klobens die Halbmesser 3 und 5, die Rollen des oberen Klobens dagegen Halbmesser gleich 2, 4 und 6 erhalten müßten, da die sich aufwickelnden Seilstücke sich wie die natürlichen Zahlen 1, 2, 3, 4, 5 und 6 verhalten. Diese von White angegebene Anordnung, bei

Tabelle
für den Wirkungsgrad des Flaschenzuges.

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n (k - 1) k^n}; \quad (\eta) = \frac{n (k - 1)}{k (k^n - 1)}.$$

Seilstärke	$\delta =$	10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm	Kette
2 Rollen	η	0,913	0,856	0,808	0,764	0,723	0,930
	(η)	0,912	0,850	0,803	0,757	0,715	0,946
3 "	η	0,884	0,817	0,754	0,702	0,656	0,917
	(η)	0,881	0,805	0,745	0,686	0,634	0,916
4 "	η	0,858	0,776	0,706	0,647	0,597	0,900
	(η)	0,851	0,763	0,688	0,620	0,560	0,896
5 "	η	0,833	0,739	0,663	0,598	0,544	0,880
	(η)	0,823	0,722	0,636	0,560	0,493	0,877
6 "	η	0,807	0,706	0,624	0,555	0,496	0,863
	(η)	0,795	0,681	0,586	0,503	0,433	0,857
8 "	η	0,762	0,645	0,552	0,479	0,422	0,827
	(η)	0,743	0,605	0,492	0,404	0,329	0,819

welcher man die Zapfen dünner, daher die Zapfenreibung kleiner machen kann, findet jedoch wenig Anwendung, da für die kleineren Rollenhalbmesser

Fig. 29. Fig. 30. Fig. 31.



die Steifigkeitswiderstände größer ausfallen. Auch ist es mit Rücksicht auf die Dicke der Seile doch nicht möglich, das Gleiten vollständig zu beseitigen.

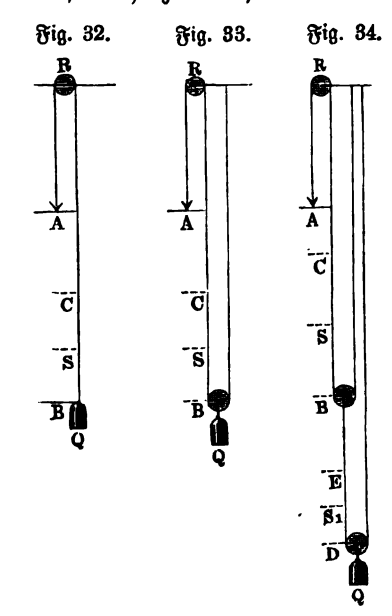
Zuweilen findet man auch die Flaschen mit unter einander liegenden Rollen, Fig. 31, ausgeführt, wobei ebenfalls die Rollen jeder Flasche von verschiedener Größe zu machen sind, um ein Gleiten der Seile an einander zu vermeiden. Für diesen Flaschenzug bleibt die Rechnung im Allgemeinen dieselbe, wie oben angegeben, nur hat man für jede Rolle den Werth von

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r},$$

besonders einzuführen. Empfehlenswerth ist diese Anordnung nicht, weil

auch hier die Steifigkeitswiderstände der Seile für die kleineren Rollen unnöthig groß ausfallen, und zudem durch die größere Längenausdehnung der Flaschen die nutzbare Hubhöhe einigermaßen vermindert wird.

Bisher ist das Eigengewicht des Seiles unberücksichtigt geblieben. Was den Einfluß dieses Gewichtes auf die Zapfenreibung und den Steifigkeitswiderstand betrifft, so ist eine Vernachlässigung desselben wegen seiner Kleinheit in fast allen Fällen zulässig. Anders verhält es sich mit derjenigen Arbeit, welche zum Erheben des Seilgewichtes aufgewendet werden muß, bezw. welche beim Sinken von demselben verrichtet wird. Dieser Punkt bedarf in manchen Fällen einer besonderen Berücksichtigung.



Es möge das Gewicht einer Längeneinheit (Meter) des Seiles gleich q gesetzt und angenommen werden, daß bei der festen Rolle R, Fig. 32, der Angriffspunkt A der Kraft, also etwa der Standort des Arbeiters um die Höhe $AB = a$ über der Last Q gelegen sei. Mit der Last Q, nachdem dieselbe um die Höhe $BC = h$ gehoben worden, ist gleichzeitig ein Seilstück von dieser Länge, also von dem Gewichte hq, dessen Schwerpunkt vor der Hebung in S gelegen war, auf das Niveau A gelangt, so daß hierzu, der Erhebung $SA = a - \frac{h}{2}$ entsprechend, eine Arbeit erforderlich gewesen ist:

$$L = hq\left(a - \frac{h}{2}\right).$$

Für $h = 2a$ würde $L = 0$ und für eine größere Hubhöhe sogar negativ ausfallen, d. h. das zwischen R und A niedergehende Seilende würde hierbei mehr Arbeit verrichten, als das zwischen Q und R emporgehende, ein Fall, welcher beispielsweise bei Rollen in hohen Baugerüsten Beachtung verdient, woselbst der Anzug des Seiles unten bewirkt wird.

Bei der losen Rolle B, Fig. 33, ist bei einer Hebung der Last Q um dieselbe Größe $BC = h$ ein Seilgewicht $2hq$ um die Höhe $SA = a - \frac{h}{2}$

zu fördern, daher die hierzu erforderliche mechanische Arbeit durch $L = 2\,hq\left(a - \frac{h}{2}\right)$ ausgedrückt ist.

Hängt an der losen Rolle B noch eine zweite solche D, Fig. 34, im Abstande $BD = a_1$, so steigt bei der Erhebung der Last Q um $DE = h$ die Rolle B um $BC = 2h$ empor, und man hat den Weg des unteren Seilstückes $S_1 S = a_1 + \frac{h}{2}$ und den des oberen $SA = a - h$, daher die zum Heben verwendete Arbeit:

$$L = 4hq(a - h) + 2hq\left(a_1 + \frac{h}{2}\right) = hq(4a + 2a_1 - 3h).$$

Hängt an D eine dritte lose Rolle im Abstande a_2 darunter, so findet man in gleicher Weise die Gesammtarbeit zum Heben der drei Seilstücke zu

$$L = 8hq(a - 2h) + 4hq(a_1 + h) + 2hq\left(a_2 + \frac{h}{2}\right)$$
$$= hq(8a + 4a_1 + 2a_2 - 11h).$$

Man wird bei derartigen Anordnungen zur möglichsten Ausbeutung der Hubhöhe die Rollen in der untersten Lage einander so nahe wie möglich bringen, setzt man daher $a_1 = a_2 = 0$, so hat man:

$$L = hq\,(8a - 11h)$$

und findet allgemein für n lose Rollen:

$$L = hq\left(2^n a - \frac{2^{2n-1} + 1}{3}\,h\right).$$

Für einen Flaschenzug mit n Rollen findet man, wie für die feste und lose Rolle der Fig. 33, die betreffende Hebearbeit zu

$$L = nqh\left(a - \frac{h}{2}\right).$$

Beispiel. Ein Seil von 0,5 Kilogramm Gewicht per Meter erfordert bei einem 8rolligen Flaschenzuge, einer Hubhöhe von 6 Metern und einem Standorte der Arbeiter um 5 Meter über der Last eine Arbeit zum Heben des Seiles von

$$L = 8 \,.\, 0{,}5 \,.\, 6\,(5 - 3) = 48 \text{ Meterkilogramm.}$$

Ständen die Arbeiter in der Höhe von 3 Meter über der Last, so wäre diese Arbeit gleich Null, und wenn die Arbeiter im Niveau der Last stehen, so wird

$$L = 8 \,.\, 0{,}5 \,.\, 6\,(0 - 3) = -72 \text{ Meterkilogramm.}$$

Wäre das Gewicht der gehobenen Last $Q = 400$ Kilogramm, so würde durch das Seilgewicht eine Beihülfe von $\frac{72}{400\,.\,6} = 3$ Proc. der gesammten Nutzwirkung geübt werden. Die Gewichte der beweglichen Flaschen sind natürlich bei

der Ermittelung der Zugkraft der zu hebenden Last hinzuzurechnen. Im Uebrigen kann der Einfluß, welchen die Eigengewichte der Rollen auf die Größe der Zapfenreibungen haben, bei Flaschenzügen um so mehr vernachlässigt werden, als durch das Rollengewicht der unteren Flasche der Zapfendruck um ebenso viel vermindert wird, wie die Rollengewichte diesen Zapfendruck in der oberen Rolle vermehren.

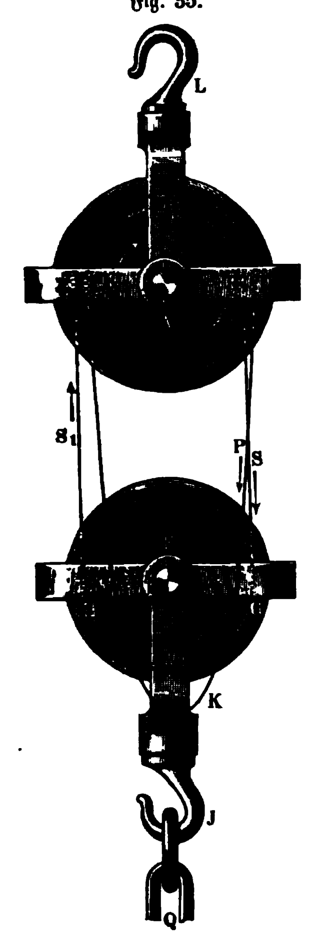
Flaschenzüge finden insbesondere im Bauwesen und in der Schiffstechnik eine ausgedehnte Anwendung. Als Maschine zur Ausübung größerer Effecte, also etwa zur Förderung bedeutender Massen ist der Flaschenzug nicht gebräuchlich, da für eine derartige Anwendung die leere Zurückführung der gehobenen Flasche, sowie überhaupt die Handhabung der langen Seile oder Ketten unbequem wäre; dagegen ist der Flaschenzug ein geschätztes Hülfsmittel sowohl zur zeitweisen Hebung einer mäßigen Last, z. B. bei Bauausführungen, wie zur Regulirung der Segelstellung auf Schiffen. Daß Kettenflaschenzüge im Allgemeinen höhere Wirkungsgrade haben als Seilflaschenzüge mit dickeren Seilen, ist aus der Tabelle auf S. 52 zu ersehen.

§. 9. **Der Differential-Flaschenzug.** Eine in der neueren Zeit wegen ihrer verhältnißmäßigen Einfachheit in Werkstätten und auf Baustellen vielfach zur Anwendung gekommene Hebevorrichtung ist der von Weston angegebene Differential-Flaschenzug, so genannt, weil er die Hebung einer losen Rolle mit einer Geschwindigkeit bewirkt, welche der Differenz zwischen den Bewegungen der beiden Ketten der losen Rolle proportional ist. Dieses Werkzeug besteht aus zwei Rollen in gesonderten Kloben A und F, Fig. 35, von welchen Rollen die untere GH eine gewöhnliche lose Rolle ist, deren Flasche bei J den Haken für die Last Q trägt. Die obere, in der festen Flasche befindliche Rolle dagegen ist mit einer doppelten Spurrinne für die Kette versehen, so zwar, daß die eine Rille DE einen etwas größeren Durchmesser hat als die andere Rille BC. Eine Kette ohne Ende ist in der aus der Figur ersichtlichen Weise um die beiden Rollen geschlungen, derart, daß die Kette K zuerst die feste Rolle in der kleinen Rinne CB umschlingt, dann in ihrer herabhängenden Schleife GH die lose Rolle aufnimmt, um hierauf zum zweiten Male über die feste Rolle in deren großer Rinne ED geführt zu werden. Die Hebung der Last geschieht hierbei durch Anziehen des Kettenstückes DK, wodurch die obere Rolle im Sinne des Pfeiles gedreht wird. Denkt man sich nämlich diese Rolle um einen beliebigen Winkel, etwa um eine ganze Umdrehung gedreht, so ist bei E ein Kettenstück $2\pi R$ aufgewickelt, während auf der anderen Seite bei B ein Stück gleich $2\pi r$ von der kleinen Rollenspur abgewickelt ist, wenn R und r die Halbmesser der beiden Rollenspuren bedeuten. In Folge dieses Vorganges ist daher die Länge der die lose Rolle tragenden Kettenschleife um die Größe

$$2\pi(R - r)$$

verkürzt worden, also die lose Rolle F mit der Last Q um die Hälfte dieses Betrages gleich $\pi (R - r)$ emporgestiegen. Da hier die Zugkraft P den Weg $2\pi R$ zurückgelegt hat, so erhält man, unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse, die theoretische Kraft

Fig. 35.

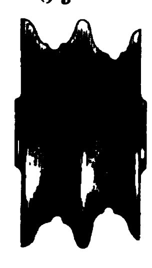


$$P_0 = Q \frac{R - r}{2R}.$$

Indem hierbei die Spannung in dem Kettenstücke CK gleich Null oder wenig größer, nämlich nur gleich dem unbedeutenden Eigengewichte dieses Kettentheiles ist, so würde unter Einfluß der viel beträchtlicheren Spannung S, welche durch die Last Q in der Kette BG hervorgerufen wird, ein Rutschen der Kette über die obere Rolle eintreten, wenn man die letztere nicht zur Verhinderung eines solchen Gleitens mit Einkerbungen versehen würde, Fig. 36, in welche die einzelnen Glieder der Kette sich einlegen. Dies ist auch der Grund, warum bei diesem Flaschenzuge nur Ketten und keine Seile verwendet werden können.

Diese Vorrichtung hat in den gebräuchlichen Ausführungen die für viele Fälle der Praxis sehr erwünschte Eigenschaft der Selbstsperrung, womit aber nach dem Früheren der Nachtheil eines geringen Wirkungsgrades verbunden ist. Um den letzteren, sowie die wirkliche Betriebskraft P zu bestimmen, sei mit R der Halbmesser der größeren Kettenrinne AD und mit r derjenige der kleineren Rinne AB, sowie der der losen Rolle FG verstanden, welche beide meistens von ganz oder nahezu gleicher Größe gemacht werden, r bezeichne wieder den Halbmesser der Zapfen A und F, und φ_1 den Coefficienten der Kettenreibung, φ den der Zapfenreibung, sowie δ die Stärke des Ketteneisens.

Fig. 36.



Bezeichnet man nun die Spannung des Kettenstückes

BG mit S und diejenige in HE mit S_1, so hat man für die lose Rolle F wieder:

$$S_1 r = S r + \varphi_1 \frac{\delta}{2} S + \varphi_1 \frac{\delta}{2} S_1 + \varphi \mathfrak{r} (S + S_1),$$

woraus

$$S_1 = S \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}} = S k$$

folgt, wenn man hier wie früher

$$k = \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}} \backsim 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$$

setzt.

Da nun ferner

$$Q = S + S_1 = S(1 + k)$$

ist, so folgt

$$S = \frac{Q}{1 + k} \text{ und } S_1 = \frac{k}{1 + k} Q$$

wie bei der gewöhnlichen losen Rolle.

Für die feste Rolle findet man nun die Momentengleichung, indem man die Spannungen S der Kette BG und P des Kettenstückes DK als treibende Kräfte, dagegen die Spannung S_1 in EH sowie alle Nebenhindernisse als widerstehende Kräfte ansieht:

$$PR + Sr = S_1 R + \varphi_1 \frac{\delta}{2R} (P + S_1) R + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} Sr$$
$$+ \varphi (P + S + S_1) \mathfrak{r},$$

woraus nach beiderseitiger Division mit R

$$P = S_1 \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2R} + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2R} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}} - S \frac{r}{R} \frac{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2R} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}}$$

folgt. Wegen der immer nur geringen Differenz von R und r (für gewöhnlich ist $r = {}^9/_{10} R$ bis ${}^{14}/_{15} R$) kann man

$$1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2R} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R} = 1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$$

und daher den Coefficienten von S_1 gleich k setzen, so daß man erhält:

$$P = S_1 k - S \frac{r}{R} = Q \frac{k}{1+k} k - Q \frac{r}{R} \frac{1}{1+k}.$$

Setzt man noch das Verhältniß $\frac{r}{R} = n$, so erhält man

$$P = Q \frac{k^2 - n}{1 + k},$$

und da

$$P_0 = Q \frac{R - r}{2R} = Q \frac{1 - n}{2}$$

gefunden wurde, so folgt der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 - n}{2} \frac{1 + k}{k^2 - n}.$$

Beim Rückwärtsgange des Flaschenzuges wirken alle Nebenhindernisse in der entgegengesetzten Richtung, man erhält daher die hierfür gültigen Formeln, wenn man den mit φ und φ_1 behafteten Gliedern die entgegengesetzten Vorzeichen giebt, d. h. wenn man anstatt der Größe

$$k = \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}} \backsim 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$$

den Werth

$$\frac{1}{k} = \frac{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}} \backsim 1 - 2\sigma - 2\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}$$

einführt, wodurch man für den Rückgang die Kraft

$$(P) = Q \frac{\frac{1}{k^2} - n}{1 + \frac{1}{k}} = Q \frac{1 - nk^2}{k^2 + k},$$

folglich den Wirkungsgrad zu

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{2}{1 - n} \frac{1 - nk^2}{k^2 + k}$$

erhält.

Die Halbmesser R und r der festen Rolle sind bei dem Differential-Flaschenzuge von den Verhältnissen der Kettenglieder abhängig, indem die Länge eines solchen Gliedes (und zwar die innere Länge) in dem Umfange jeder Nuth in einer ganzen geraden Anzahl enthalten sein muß. Man

macht diese Umfänge der beiden Kettenrinnen häufig gleich 20 und 18, zuweilen auch gleich 30 und 28 Gliedlängen, so daß das Verhältniß $n = \frac{r}{R}$ zu $\frac{9}{10}$ resp. $\frac{14}{15}$ anzunehmen ist. Setzt man für die gewöhnlichen Ketten die Gliederlänge $l = 2,6\,\delta$ (vergl. III, 1, §. 119), so hätte man für 18 Glieder den Halbmesser der kleinen Rinne

$$r = \frac{18 \,.\, 2,6}{2\pi}\,\delta = 7,45\,\delta$$

und bei einem Zapfenhalbmesser $\mathfrak{r} = 1,5\,\delta$ auch

$$\frac{\mathfrak{r}}{r} = \frac{1,5}{7,45} = 0,2, \text{ daher } 2\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{r} = 2 \,.\, 0,08 \,.\, 0,2 = 0,032.$$

Für 28 Glieder dagegen ist

$$r = \frac{28 \,.\, 2,6}{2\pi}\,\delta = 11,6\,\delta, \text{ daher } \frac{\mathfrak{r}}{r} = \frac{1,5}{11,6} = 0,13$$

und

$$2\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{r} = 2 \,.\, 0,08 \,.\, 0,13 = 0,021.$$

Der Steifigkeitswiderstand der Ketten beim Auf- und Abwickeln ergiebt sich unter Annahme eines Reibungscoefficienten $\varphi_1 = 0,2$ entsprechend zu

$$2\,\varphi_1\,\frac{\delta}{2r} = 0,2\,\frac{\delta}{7,45\,\delta} = 0,027$$

für 18 Glieder und

$$2\,\varphi_1\,\frac{\delta}{2r} = 0,2\,\frac{\delta}{11,6\,\delta} = 0,017.$$

Man kann daher den Werth

$$k = 1 + 2\sigma + 2\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}}{r}$$

zu

$k = 1 + 0,027 + 0,032 = 1,059 \backsim 1,06$ für Rollen mit 18 Kerben,

$k = 1 + 0,018 + 0,021 = 1,039 \backsim 1,04$ für Rollen mit 28 Kerben

annehmen. Die geringen Differenzen dieser Zahlen zeigen, daß die im Vorstehenden gemachte Annahme, wonach der Werth von k für die größere Rolle gleich dem für die kleinere Rolle gesetzt worden ist, von der Wahrheit nur ganz unmerklich abweicht.

In der folgenden Tabelle sind die Werthe von η und (η) für Differential-Flaschenzüge von dem Verhältnisse

$$n = \frac{r}{R} = 0,75,\ 0,80,\ 0,85,\ 0,9,\ 0,933,$$

unter Annahme eines durchschnittlichen Werthes von

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi\frac{\mathfrak{r}}{r} = 1{,}06,$$

zusammengestellt.

Tabelle

für den Wirkungsgrad des Differential-Flaschenzuges.

$$\eta = \frac{1-n}{2}\,\frac{1+k}{k^2-n};\ (\eta) = \frac{2}{1-n}\,\frac{1-nk^2}{k^2+k};\ k = 1{,}06.$$

Rollenverhältniß $n =$	0,75	0,80	0,85	0,90	0,933
$\eta =$	0,688	0,637	0,565	0,460	0,359
$(\eta) =$	0,575	0,462	0,272	— 0,106	— 0,668

Diese Tabelle läßt den geringen Wirkungsgrad der gewöhnlichen Differential-Flaschenzüge mit wenig von einander verschiedenen Rollenhalbmessern zur Genüge erkennen, und man zieht daraus den Schluß, daß auch diese Vorrichtung in ihrer Anwendung zu ununterbrochen in Thätigkeit befindlichen Hebewerken als eine kraftverschwenderische nicht zu empfehlen ist. Dagegen muß der Differential-Flaschenzug als ein nützliches Werkzeug zur bequemen Ausübung zeitweiliger Hebungen bei Bauausführungen, Montirungsarbeiten und in Maschinenwerkstätten wegen seiner Fähigkeit der Selbsthemmung angesehen werden. Vor den Schraubenwinden hat er den Vorzug, leicht eine größere Hubhöhe zu gestatten und in seiner Anwendung und Ausführung einfacher zu sein. Ein in der Praxis lästiger Uebelstand des Differential-Flaschenzuges besteht darin, daß, wie bei allen Kettenrädern, die Kettenglieder sich mit der Zeit ausrecken und nicht mehr genau in die Einkerbungen der Rollenumfänge passen. Die negativen Werthe von (η) deuten wieder auf Selbstsperrung hin, und den Grenzwerth des Verhältnisses $n = \frac{r}{R}$, bei welchem die Selbstsperrung beginnt, findet man aus der Gleichung

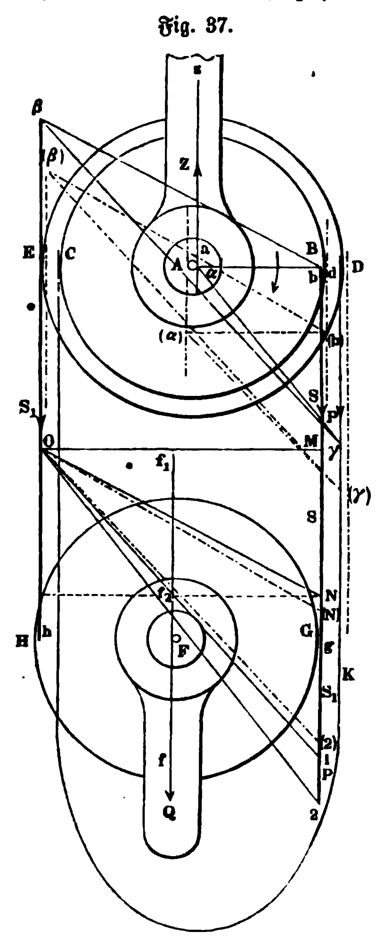
$$(\eta) = 0, \text{ also } 1 - nk^2 = 0, \text{ oder } n = \frac{1}{k^2}.$$

Für $k = 1{,}06$ beispielsweise ist dieses Grenzverhältniß durch $n = \frac{r}{R} = 0{,}889$ gegeben.

Will man die bei einem Differential-Flaschenzuge erforderliche Zugkraft

P graphisch ermitteln, so kann dies in folgender Art geschehen. Ist GH, Fig. 37, die lose Rolle, so ziehe man tangential an den Reibungskreis des Zapfens F zum Halbmesser $\varphi\, r$ die Verticale $f f_1$, in welcher die Zugrichtung von Q anzunehmen ist, und lege dazu parallel die Zugrichtungen Mg und Oh der Kettenspannungen S und S_1 im Abstande $\sigma = \varphi_1 \frac{\delta}{2}$ von den Tangenten in G und H, und zwar in G nach außen, und in H nach innen. Theilt man nun die Last $Q = M1$ in N so, daß

Fig. 37.



$$MN : N1 = Of_1 : f_1 M,$$

indem man MO senkrecht zu $M1$ zieht, O mit 1 verbindet und durch den Schnittpunkt f_2 der Verbindenden mit der Richtung $f_1 f$ die Horizontale $f_2 N$ zieht, so erhält man in $MN = S$ die Spannung der Kette BG und in $N1 = S_1$ diejenige in EH. Diese Kräfte hat man sich an der festen Rolle in den Verticalen b und e wirksam zu denken, welche von den verticalen Tangenten an B und E um die Größe σ abstehen, und zwar bei der ablaufenden Kette in B nach innen, bei der auflaufenden Kette in E nach außen. Außerdem wirkt noch die Kraft P in der Verticalen d im Abstande σ von der parallelen Tangente an D. Diesen drei parallelen Kräften wird das Gleichgewicht gehalten durch die dem Zapfendrucke $Z = S + S_1 + P$ gleiche und entgegengesetzte Reaction des Lagers von A, welche in az im Abstande $\varphi_1\, r$ von A angenommen werden muß. Es handelt sich also lediglich darum, P so zu bestimmen, daß die Mittelkraft von S, S_1 und P in za hineinfällt. Hierzu kann man sich in bekannter Weise (s. I, Anhang, §. 39) des Kräftepolygons $MN1$ bedienen, für welches man O als Pol betrachten kann. Zieht man zu dem Ende durch einen beliebigen Punkt b der Kraftrichtung von S die Parallelen $b\alpha$ und $b\beta$ zu

den zu S gehörigen Polstrahlen OM und ON, legt ferner $\beta\gamma$ parallel zu $O1$, so erhält man in der Verbindungslinie $\alpha\gamma$ die Richtung für den von O aus zu ziehenden Polstrahl $O2$, welcher zwischen sich und $O1$ die Strecke 1 2 einschließt, welche nach dem gewählten Kräftemaßstabe die gesuchte Kraft P darstellt.

Will man die Untersuchung auch für den Rückgang in dieser Weise vornehmen, so hat man S mit S_1 zu vertauschen, indem man jetzt $S = M(N) = 1N$ macht, die Abstände σ und φr nach den den vorigen entgegengesetzten Seiten anträgt, und mit Hülfe der Kraftrichtungen das Kräfte- und Seilpolygon entwirft, wie es in der Figur durch die abgerissenen Linien angedeutet ist. Man erhält dann in 1 (2) die Kraft (P), welche, da sie aufwärts gerichtet ist, die Selbstsperrung des Flaschenzuges andeutet, indem durch ihre Richtung angezeigt ist, daß behufs der rückgängigen Bewegung eine Kraft $(P) = 1\,(2)$ an der Rolle D nach oben, also in demselben Drehungssinne mit Q angebracht werden muß.

§. 10. **Sonstige Flaschenzüge.** Man hat Flaschenzüge auch noch in mannichfacher Weise construirt, und es mögen hier nur einige Ausführungen näher besprochen werden. Bei der in Fig. 38 (a. f. S.) dargestellten Anordnung hängt die Last Q an dem Haken G einer losen Rolle F, deren Kette mit dem einen Ende bei C an der oberen Flasche befestigt ist, während das andere Ende über die Rolle AB der oberen Flasche geführt ist, und bei N frei herabhängt, woselbst es durch einen Ring an die Kette CD angeschlossen ist. Die Rolle B ist wie bei dem Differential-Flaschenzuge mit Einkerbungen für die Kettenglieder versehen, um einem Rutschen der Kette vorzubeugen. Die Bewegung der oberen Rolle B wird hierbei mit Hülfe eines an derselben befestigten Schneckenrades M bewirkt, welches durch eine Schraube ohne Ende S gedreht wird, die ihren Antrieb durch die über die Rolle J gelegte Triebkette K empfängt. Für größere Lasten kann man, wie bei dem gewöhnlichen Flaschenzuge, auf den Axen A und F je zwei oder mehrere Rollen lose neben einander anbringen. Wegen der Verwendung des Schneckengetriebes gehört diese Vorrichtung gleichfalls zu den selbsthemmenden, so daß man das Senken der Last durch Anzug des betreffenden Stranges der Triebkette K zu bewirken hat. Durch dieses Schneckengetriebe wird, wie in dem Früheren gezeigt wurde, der Wirkungsgrad dieser Vorrichtung bedeutend herabgezogen werden, so daß hinsichtlich der Verwendung dieser Art von Hebevorrichtungen ähnliche Betrachtungen gelten, wie für die Schraubenwinden und den Differential-Flaschenzug. Den Wirkungsgrad dieser Hebevorrichtung und damit die erforderliche Betriebskraft findet man nach dem Vorstehenden leicht zu $\eta = \eta_1 \eta_2$, wenn unter η_1 der Wirkungsgrad des Flaschenzuges und unter η_2 derjenige des Schraubengetriebes (s. die Tabellen

S. 52 und 29) verstanden wird. Hätte man z. B. für einen **Kettenflaschenzug** mit zwei Rollen $\eta_1 = 0{,}93$, und für das Schneckengetriebe mit drehbarer Spindel $\eta_2 = 0{,}35$ gefunden, so erhielte man

Fig. 38.



$$\eta = 0{,}93 \,.\, 0{,}35 = 0{,}325.$$

Bei 15 Zähnen des Schneckenrades M vom Theilkreishalbmesser r, und für einen Halbmesser der Triebrolle J gleich $2{,}5\, r$ hätte man daher die theoretische Zugkraft

$$P_0 = Q \frac{1}{2} \frac{1}{15} \frac{r}{2{,}5\, r} = \frac{1}{75}\, Q$$
$$= 0{,}0133\, Q,$$

dagegen die effective Kraft

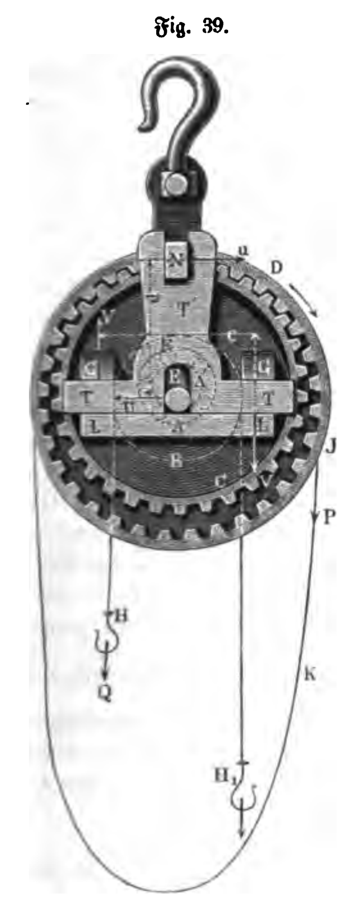
$$P = \frac{0{,}0133}{0{,}325}\, Q = 0{,}0409\, Q,$$

also wäre für je 100 kg Belastung eine Kraft von 4,09 kg aufzuwenden, während ohne Vorhandensein von Nebenhindernissen nur 1,33 kg erforderlich sein würde.

Bei einer anderen Hebevorrichtung von Collet & Engelhard in Offenbach, welche eigentlich nicht mehr zu den Flaschenzügen, sondern zu den Hebevorrichtungen mit Windetrommeln gerechnet werden muß, ist ebenfalls eine durch ein Kettenrad mit übergelegter Zugkette umzudrehende Schraube ohne Ende angewandt, welche gleichzeitig zweien Schneckenrädern auf den Axen von zwei Kettentrommeln Drehungen in entgegengesetztem Sinne ertheilt. In Folge dessen werden gleichzeitig die beiden Lastketten, welche den Lasthaken unter Beseitigung der losen Rolle direct

tragen, um gleichviel gehoben, so daß die Last mit doppelt so großer Geschwindigkeit steigt, als bei Anwendung einer losen Rolle der Fall wäre. Man kann diese Anordnung hinsichtlich der Effectsermittelung wie eine Verbindung zweier gleichen Winden ansehen, von denen jede die Hälfte der Belastung zu heben hat. Der Wirkungsgrad der ganzen Vorrichtung bestimmt sich daher wieder als das Product aus dem Wirkungsgrade des Schneckengetriebes in denjenigen der Trommel, für welche letztere als schädliche Widerstände nur die Zapfenreibung und der Reibungswiderstand der Kette an der Aufwickelungsstelle anzunehmen ist. In Hinsicht dieser Bestimmung sei auf den folgenden Paragraphen verwiesen.

Fig. 39.



Ein eigenthümlicher Flaschenzug ist von Eade [1]) angegeben worden, wie er in Fig. 39 dargestellt ist. Hierbei ist die Lastkette über die mit Einkerbungen zur Verhütung des Rutschens versehene Rolle B gelegt, so daß an eins der beiden Kettenenden H oder H_1 die Last Q gehängt werden kann. Die auf der Axe A lose drehbare Rolle B ist mit einem innerlich verzahnten Radkranze D aus einem Stück gegossen und empfängt ihre Drehung durch den Eingriff eines Zahnrades C, welches einen Zahn weniger hat als der Zahnkranz D. Der Mittelpunkt E dieses Rades liegt daher im Abstande $AE = e = \frac{t}{2\pi}$ excentrisch zur Axe A, wenn t die Theilung der Zahnräder bedeutet. Zur Aufnahme des Triebrades C ist daher die Axe A mit einem excentrischen Ansatze A' versehen, auf welchen die Nabe des Triebrades C lose, und zwar zur Verminderung der Zapfenreibung mit Hülfe kleiner Frictionsrollen F aufgesteckt ist. Die Umdrehung der Axe A geschieht vermittelst der Kettenrolle J durch einen Zug an der Kettenschleife K in derselben Weise, wie bei den vor-

[1]) Siehe Engineer 1867, S. 135, und Zeitsch. deutsch. Ing. 1868, S. 27.

erwähnten Hebevorrichtungen. Bei einer solchen Drehung wird der **Mittelpunkt** E des Triebrades in einem Kreise vom Halbmesser e um die **Axe** A herumgeführt, wobei aber Sorge getragen ist, daß das Triebrad C **sich um** seine Axe nicht drehen kann. Dasselbe nimmt vielmehr nur eine **solche Bewegung** an, vermöge deren sein Mittelpunkt E in dem besagten **Kreise um** A versetzt wird, dabei aber die Verbindungslinie irgend zweier **Punkte des Rades** C stets zu sich selbst parallel bleibt. Alle Punkte des Rades C bewegen sich dabei in Kreisen von dem Halbmesser e und man hat **daher** die Bewegung dieses Rades nicht als eine Drehung, sondern als eine **kreisförmige** Translation (s. III, 1, Einleitung) anzusehen. Um dies zu erreichen, dient ein besonderes ⊥förmiges Stück, an dessen wagerechtem Arme T das mit angegossenen Knaggen G und L versehene Rad C sich verschieben kann, während der aufrechte Arm T' des Zwischenstückes an dem Bügel N und der Axe A einer Verschiebung in verticaler Richtung fähig ist, an welcher das Triebrad wegen der Knaggen G und L Theil nehmen muß. Man ersieht hieraus, daß dem Rade C die erwähnte kreisförmige Translation in jedem Augenblicke vermöge der Verbindung einer horizontalen und verticalen Verschiebung ermöglicht ist, ohne daß dasselbe sich drehen kann.

In Folge dieser Anordnung wird bei einer vollständigen Umdrehung der Kettenscheibe J und der Axe A das Zahnrad D um einen Zahn umgedreht, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Man kann sich die Bewegung des ganzen Systems auch so vorstellen, als wären die beiden Zahnräder zuvörderst gezwungen, mit der Axe A eine ganze Umdrehung nach rechts im Sinne des Pfeiles zu machen, und als wenn nachher das Rad C um seinen Zapfen E um eine ganze Umdrehung wieder nach links gedreht werde. Durch letztere Bewegung wird vermöge des innerlichen Zahneingriffes das Rad D gleichfalls um $\frac{z_2}{z_1}$ einer Umdrehung zurückgedreht, wenn z_2 die Zähnezahl des Triebrades C und z_1 diejenige des Zahnkranzes D bezeichnet. Der letztere und mit ihm die Kettenrolle B hat sich daher im Ganzen bei einer vollen Umdrehung der Kettenscheibe J oder der Axe A um

$$+ 1 - \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_1 - z_2}{z_1}$$

eines ganzen Umganges in demselben Sinne wie die Axe A gedreht, also um einen Zahn, wenn z_2 um 1 kleiner gewählt wird, als z_1. Hieraus ergiebt sich nun auch das Umsetzungsverhältniß zwischen den Weglängen der Kraft und Last, indem für eine Umdrehung der Axe A die Kraft den Weg $2\pi R$ und die Last denjenigen $\frac{1}{z_2} 2\pi r$ zurückgelegt hat, wenn r den Halbmesser der

Lastrolle B und R denjenigen der Triebrolle J bezeichnet. Bei dem von Eade angegebenen Flaschenzuge ist $z_1 = 31$, $z_2 = 30$, und man hätte daher für ein Verhältniß $\frac{r}{R} = \frac{1}{2}$ ein Umsetzungsverhältniß von $\frac{1}{62}$, daher auch die theoretische Kraft

$$P_0 = \frac{z_1 - z_2}{z_1} \frac{r}{R} Q = \frac{1}{62} Q = 0{,}0161\ Q.$$

Die wirklich erforderliche Zugkraft P fällt wegen der Nebenhindernisse beträchtlich größer aus. Diese Nebenhindernisse bestehen hier außer den Biegungswiderständen σQ der Lastkette bei B und σP der Zugkette bei J aus den Zapfenreibungen der Axe A in den Hängarmen N, der Kettenrolle B auf der Axe, des Rades C auf seinem excentrischen Zapfen E, aus der Zahnreibung der Räder und endlich aus den gleitenden Reibungen zwischen den Knaggen G und dem Zwischenstücke T, sowie zwischen diesem und dem Bügel N und der Axe A.

Diese Widerstände berechnen sich in folgender Weise. Ist r der Halbmesser der Rolle B, an welcher die Last Q, und R der Halbmesser der Kettenrolle J, an welcher die Kraft P wirkt, bezeichnen ferner r_1 und r_2 die Theilkreishalbmesser des Zahnringes D mit z_1 Zähnen und des Triebrades C mit z_2 Zähnen, und ist $\mathfrak{r}$ der Halbmesser der Zapfen der Axe A, folglich $\mathfrak{r} + e = \mathfrak{r} + (r_1 - r_2)$, der Halbmesser des Excenters AA, so findet man zunächst den Druck Q_1 an den Zahnrädern durch:

$$Q(1 + \sigma) r + \varphi (Q + Q_1) \mathfrak{r} = Q_1 r_1$$

zu

$$Q_1 = Q \frac{r(1 + \sigma) + \varphi \mathfrak{r}}{r_1 - \varphi \mathfrak{r}}.$$

Hier ist wieder der für die Zapfenreibung ungünstigste Fall angenommen, daß die Berührung der Zahnräder dem Anlaufpunkte B der Lastkette diametral gegenüber liegt, also der Zapfendruck durch $Q + Q_1$ gegeben ist. Der Widerstand des Zahneingriffes berechnet sich zu

$$\zeta Q_1 = 0{,}33 \left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1}\right) Q_1,$$

daher an dem Umfange des Getriebes ein Widerstand überwunden werden muß

$$Q_2 = Q_1 (1 + \zeta) = Q_1 \left[1 + 0{,}33 \left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1}\right)\right]$$

Hierzu wirkt auf das Triebrad in dem Mittelpunkte E des excentrischen Zapfens eine zu Q_2 parallele Kraft, welche mit P_1 bezeichnet werde. Vermöge dieser beiden entgegengesetzten Kräfte wird dem Triebrade eine Tendenz

zur Drehung nach links mitgetheilt, welche durch das T förmige Zwischenstück aufgehoben wird. Dasselbe äußert nämlich auf die Knaggen L und G zwei gleiche und entgegengesetzte rechtsdrehende Kräfte $V\,V$, deren Moment $V\,c$, unter c ihren Arm verstanden, gleich dem Momente $Q_2\,r_2$ des Widerstandes am Umfange des Triebrades in Bezug auf den Mittelpunkt E des excentrischen Zapfens ist. Die beiden Kräfte $-V$, welche von den Knaggen auf das Kreuz T ausgeübt werden, rufen an demselben zwei Reactionen U der Axe A und des Bügels N hervor, deren Moment $d\,.\,U = c\,.\,V$ gesetzt werden muß. In Folge dieser vier Kräfte V und U finden daher vier Reibungen an G, L, A und N statt, deren Größe durch $\mu\,V$ resp. $\mu\,U$ ausgedrückt ist, und deren Weg bei jeder Umdrehung der Axe A gleich $4\,e$ gesetzt werden muß. Es ist ersichtlich, daß die Kräfte V und U mit der Stellung des Excenterzapfens veränderliche Werthe annehmen, wie bei der Schleifenkurbel, daher auch die auf die Zapfenmitte E wirkende Kraft P_1 einen etwas veränderlichen Betrag haben muß; man kann aber den mittleren Werth derselben während einer Umdrehung der Axe A aus der Gleichsetzung der Arbeiten finden, indem man schreibt:

$$P_1\,2\,\pi\,e = Q_2\,\frac{z_1 - z_2}{z_2}\,2\,\pi\,r_2 + \varphi\,P_1\,2\,\pi\,(\mathfrak{r} + e) + 2\,\mu\,V\,4\,e + 2\,\mu\,U\,4\,e.$$

Will man noch den Einfluß der Frictionsrollen berücksichtigen, mit welchen das Triebrad C auf dem excentrischen Zapfen $A\,A'$ läuft, so hat man in der Arbeit dieser Reibung $\varphi\,P_1\,2\,\pi\,(\mathfrak{r} + e)$ für φ den Coefficienten $\nu\,\varphi$ zu setzen, unter ν das Verhältniß der Zapfenhalbmesser zu den Rollenhalbmessern der Frictionsrollen verstanden.

Hieraus findet man die im Mittelpunkte E des Excenters anzubringende Kraft P_1, welche eine Kraft P an der Zugkette erforderlich macht, die mit Rücksicht auf die Kettenreibung und Zapfenreibung der Axe A in den Hänglagern der Schilde N durch

$$P\,(1 - \sigma)\,R = P_1\,e + \varphi\,(P + P_1)\,\mathfrak{r}$$

zu

$$P = P_1\,\frac{e + \varphi\,\mathfrak{r}}{(1 - \sigma)\,R - \varphi\,\mathfrak{r}}$$

sich findet.

Die allgemeine Durchführung der Rechnung würde zu unbequemen Formeln führen, ein Beispiel möge daher zur näheren Erläuterung dienen.

Beispiel. Es seien bei einem Eade'schen Flaschenzuge die Zähnezahlen $z_2 = 30$, $z_1 = 31$, die Radhalbmesser $r_2 = 150$, $r_1 = \frac{31}{30}\,150 = 155$, daher $e = r_1 - r_2 = 5$ mm. Ferner sei der Halbmesser der Lastrolle $r = 80$, derjenige der Zugrolle $R = 160$, der Halbmesser der Axe A $\mathfrak{r} = 15$, daher der-

jenige des Excenters $r + e = 20$ mm gemacht. Für einen Coefficienten der Zapfenreibung $\varphi = 0{,}08$ und der Schleifenreibung $\mu = 0{,}15$ und für einen Werth $\sigma = 0{,}2 \frac{\delta}{20\,\delta} = 0{,}01$ findet man dann die Kraft Q_1 am Zahnringe:

$$Q_1 = Q \frac{80\,(1 + 0{,}01) + 0{,}08\,.\,15}{155 - 0{,}08\,.\,15} = 0{,}533\,Q.$$

Mit Rücksicht auf die Zahnreibung erhält man den Widerstand am Triebrade

$$Q_2 = \left[1 + 0{,}33\left(\frac{1}{30} - \frac{1}{31}\right)\right] Q_1 = 0{,}534\,Q.$$

Wird nun der Abstand für die Reactionskräfte $V\,V$ und $U\,U$ der Kurbelschleife $c = d = 200$ mm, also auch $V = U$ angenommen, so findet sich die Druckkraft P_1 auf den excentrischen Zapfen E, wenn man Frictionsrollen mit einem Zapfenverhältniß $\nu = \frac{1}{3}$ anwendet, durch:

$$P_1\,5 = 0{,}534\,Q \frac{1}{30} 150 + \frac{1}{3} 0{,}08\,P_1\,20 + \frac{1}{2\pi} 4\,.\,0{,}15\,.\,4\,.\,5 \frac{0{,}534\,Q\,.\,150}{200}$$

zu

$$P_1 = \frac{3{,}340}{4{,}47} Q = 0{,}747\,Q.$$

Hieraus endlich findet man die Kraft an der Zugkette

$$P = 0{,}747\,Q \frac{5 + 0{,}08\,.\,15}{0{,}99\,.\,160 - 0{,}08\,.\,15} = 0{,}0294\,Q,$$

also braucht man für je 100 kg Belastung 2,94 kg Zugkraft.

Da man ohne Nebenhindernisse

$$P_0 = \frac{1}{31} \frac{80}{160} Q = 0{,}0161\,Q$$

hat, so bestimmt sich der Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{0{,}0161}{0{,}0294} = 0{,}548.$$

Unter den hier zu Grunde gelegten Verhältnissen ist daher der Eade'sche Flaschenzug effectvoller als der gewöhnliche Differentialflaschenzug. Der Rechnung zufolge werden durch die Nebenhindernisse ca. 45 Proc. der aufgewandten Arbeit aufgezehrt und 55 Proc. zum Heben der Last verwendet. Will man untersuchen, ob der Flaschenzug selbstsperrend ist, so hat man φ, μ, ζ und σ mit entgegengesetzten Zeichen einzuführen. Wenn man hierbei einen positiven Werth für (P) erhält, so muß man daraus schließen, daß diese Hebevorrichtung für die zu Grunde gelegten Verhältnisse die Eigenschaft der Selbstsperrung nicht besitzt. Im Ganzen kann der hier betrachtete Flaschenzug nicht besonders empfehlenswerth genannt werden, denn für eine Vorrichtung, welche die Bequemlichkeit der Selbstsperrung nicht besitzt, ist der Wirkungsgrad zu klein, und wollte man, etwa durch Weglassung der Frictionsrollen im Auge des Triebrades, unter weiterer Verringerung des Wirkungsgrades die Vorrichtung selbstsperrend machen, so würde die Anwendung des Differentialflaschenzuges wegen dessen größerer Einfachheit vorzuziehen sein.

Trommelwinden. Die vorstehend besprochenen Flaschenzüge finden §. 11. ihre Anwendung meistens nur zum Heben mäßiger Lasten. Wenn es sich

dagegen um Ueberwindung größerer Widerstände bei größeren Hubhöhen handelt, so pflegt man die Winden mit **Trommeln** zu versehen, auf welche das Seil oder die Kette sich in schraubenförmigen Windungen aufwickelt. Diesen Winden liegt das Princip der in Thl. II besprochenen **Kreuz-** oder **Spillenhaspel** (Fig. 40) zu Grunde, nur wird in der Regel die Umdrehung der Trommel nicht direct durch in dieselbe eingesteckte Spillbäume bewirkt, sondern mit Hülfe von Rädervorgelegen, indem man auf der Trommel ein größeres Zahnrad befestigt, in welches ein auf einer Kurbelwelle befindliches kleineres Triebrad eingreift. Die Wirkung solcher Vorgelege ist bereits in §. 3 besprochen worden.

Fig. 40.

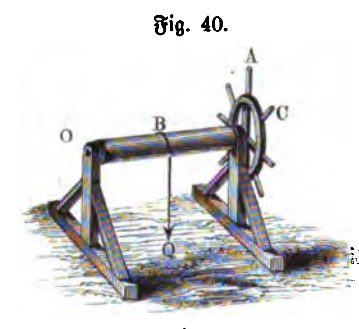
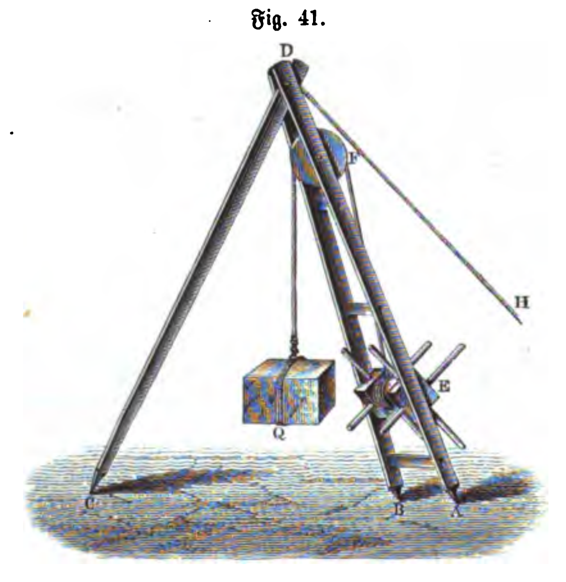


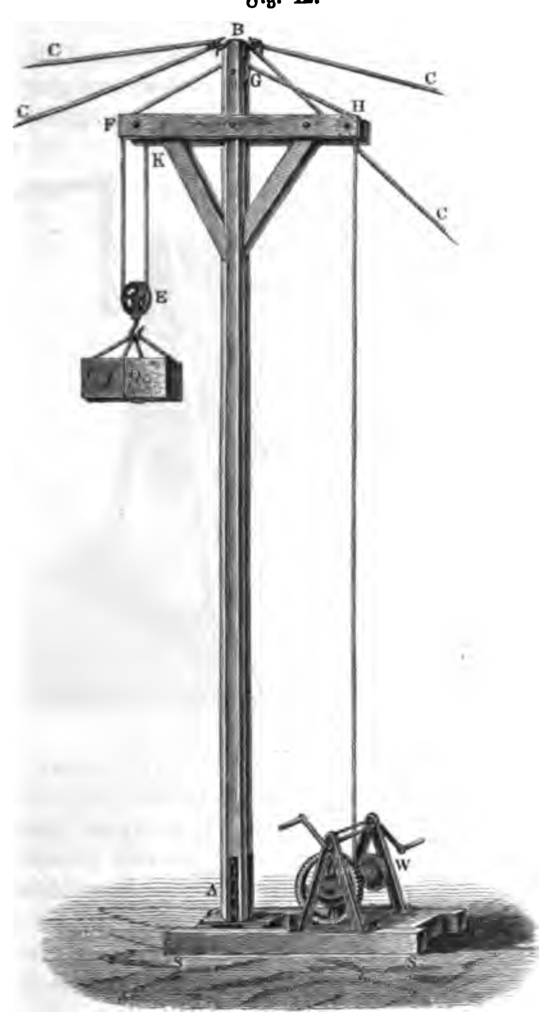
Fig. 41.



Ein einfacher Haspel zur Bewegung mit Spillbäumen, wie er bei Bauausführungen häufiger angewendet wird, ist in Fig. 41 dargestellt. Zur Unterstützung dient hier das dreibeinige Bockgestell $ABCD$, dessen Füße AD und BD unter sich zu einem festen Rahmen verbunden sind, welcher den Haspel E und die feste Leitrolle F aufnimmt, während der dritte Fuß C um einen Bolzen D drehbar angeschlossen ist. Dieser dritte Fuß kann im erforderlichen Falle, wenn es an Raum oder Gelegenheit zu seiner Unter-

stützung gebricht, auch durch ein oder zwei Seile DH ersetzt werden, welche, als Anker wirkend, an ihren Enden hinreichend gut mit dem Erdboden verbunden sein müssen. Eine Zerlegung der verticalen Belastung Q nach den

Fig. 42.

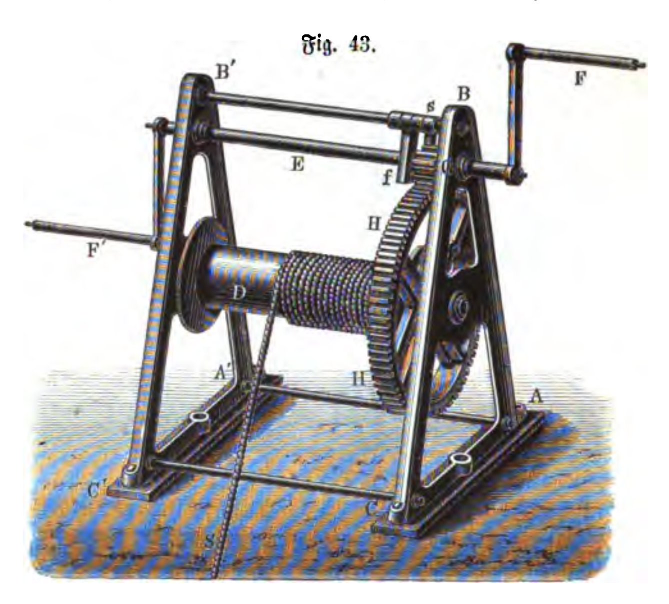


Richtungen des Doppelfußes AD und der Strebe CD oder des Ankers DH liefert in jedem Falle die Druckkräfte der Füße bezw. die Zugkraft, welcher der Anker und seine Befestigung widerstehen müssen.

Anstatt des Dreifußes kann auch das in Fig. 42 dargestellte Gerüst be-

nutzt werden, bei welchem die in das Schwellwerk *S* gezapfte Säule *A B* durch mehrere von dem Kopfe *B* ausgehende Taue oder Ketten *C* in ihrer verticalen Lage erhalten wird. Die Last *Q* hängt hier in einer losen Rolle *E*, deren eines Seilende bei *K* am Gerüste befestigt, während das andere über die Leitrollen *F*, *G* und *H* nach der Trommel der Vorgelegswinde *W* geführt ist, die auf dem Schwellwerke *S* ihre Aufstellung findet. Die lose Rolle gewährt hierbei eine Verdoppelung der auszuübenden Zugkraft, macht aber dafür auch eine entsprechend geräumigere Trommel zur Aufnahme der

Fig. 43.

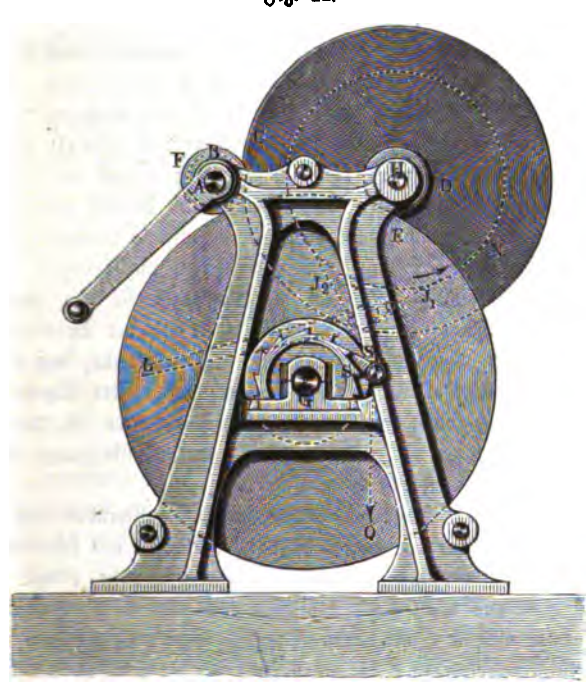


doppelten Seillänge erforderlich. Man wendet bei sehr großen zu hebenden Lasten, wie Locomotiven, Schiffskesseln u. s. w., zuweilen anstatt der einfachen losen Rolle Flaschenzüge mit vier bis acht Rollen an, und zwar nicht nur zur Steigerung der Kraft, welche auch durch ein noch hinzugefügtes Vorgelege an der Winde erzielt werden könnte, sondern hauptsächlich, um unmäßig große Kettenstärken zu vermeiden, welche wiederum sehr beträchtliche Trommeldurchmesser erfordern würden.

Die zur Ausübung der Zugkraft dienende Winde ist durch Fig. 43 veranschaulicht. Die in den gußeisernen Böcken *A B C* gelagerte Windetrommel *D* trägt hier das größere Zahnrad *H*, in welches ein Triebrad *G* der Kurbelwelle *E* eingreift, deren Drehung die Arbeiter an den Handkurbeln *F* und *F'* bewirken. Eine Sperrklinke *s*, welche entweder in ein besonderes Sperrrad der Kurbelwelle oder direct in das Triebrad eingreift, verhindert

das selbstthätige Zurückgehen unter Einfluß des Seilzuges beim Loslassen der Kurbeln, welche Einrichtung bei allen nicht selbstsperrenden Winden nöthig ist. Soll aber das Seil von der Trommel abgezogen werden, so kann das schnelle Mitlaufen der Kurbelwelle durch eine axiale Verschiebung der letzteren in ihren Lagern vermieden werden, indem hierdurch das Triebrad außer Eingriff mit den Zähnen des Rades H tritt (s. III, 1, §. 169). Eine um den Anker BB' drehbare Falle f verhindert in herabhängender Lage die unbeabsichtigte Verschiebung der Kurbelwelle, und muß diese Falle natürlich vor der beabsichtigten Verschiebung zuvörderst ausgehoben werden.

Fig. 44.



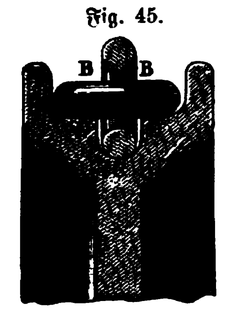
Eine Winde mit doppeltem Vorgelege ist durch Fig. 44 dargestellt. Die Axe der Trommel G empfängt hierbei ihre Drehung von der Kurbelwelle A durch Vermittelung der beiden Räderpaare B, C und D, E, von denen das kleinere Triebrad D und das größere Vorgelegsrad C auf einer besondern Vorgelegswelle H befestigt sind. Vermöge dieser Anordnung wird die Umdrehungsgeschwindigkeit der Trommelwelle nur $\frac{B}{C}\,\frac{D}{E}$ von derjenigen der Kurbelwelle betragen, welche Verlangsamung dann zur Anwendung ge-

bracht wird, wenn es sich darum handelt, größere Lasten zu heben. Für kleinere Belastungen kann man, um einen schnelleren Gang der Winde zu erreichen, dieselbe auch mit nur einem Vorgelege arbeiten lassen, indem man durch eine axiale Verschiebung der Kurbelwelle A die Räder B und C außer Eingriff bringt und das auf A befestigte Triebrad F direct in das Rad E der Trommel eingreifen läßt, wie diese Ausrückung bereits in III, 1, §. 169 näher angegeben wurde. Das Sperrrad S hindert wieder das unbeabsichtigte Sinken der Last, so lange die Sperrklinke S_1 nicht aus den Sperrzähnen ausgehoben ist. Ist letzteres aber geschehen, so würde die am Sinken nicht mehr behinderte Last die Winde zu einem beschleunigten Rücklaufe veranlassen, welcher leicht schädliche Stoßwirkungen herbeiführen und durch die schnell rotirenden Kurbeln die Arbeiter gefährden würde. Um dies zu vermeiden, ordnet man bei derartigen Windewerken immer eine Bremsvorrichtung an, welche meist aus einer Scheibe N mit umgelegtem Bremsbande besteht, dessen Anzug durch den Bremshebel L bewirkt wird. Die Anordnung und Wirkungsweise dieser Bremsen ist bereits in Thl. III, 1, §. 178 näher untersucht worden, und daselbst auch darauf aufmerksam gemacht worden, daß es zu möglichst bequemer Bremsung vortheilhaft ist, den Bremswiderstand an einer schnell rotirenden Axe anzubringen. Deshalb setzt man die Bremsscheibe meist auf die Vorgelegswelle oder auch auf die Kurbelwelle, nur selten verbindet man sie direct mit der Trommel. Daß man die Anordnung des Bremsbandes so zu wählen habe, daß die Spannung des gezogenen Bandendes J_2 und nicht die größere Spannung des ziehenden Stückes J_1 durch den Bremshebel hervorzurufen ist, wurde ebenfalls im Thl. III, 1, §. 178 näher erläutert, worauf überhaupt in Betreff der Bremsen verwiesen werden muß.

Die Windetrommeln werden nur bei einfachen Spillwinden und Haspeln und für Anwendung von Seilen von Holz gemacht und mit schmiedeeisernen eingesetzten Zapfen versehen, bei allen Vorgelegswinden pflegt man die Trommeln hohl aus Gußeisen zu machen und mit einer schmiedeeisernen Welle, zuweilen auch nur mit schmiedeeisernen Zapfen zu versehen. Windetrommeln für Seile werden dabei als glatte Cylinder gebildet, während man die Kettentrommeln besser mit einer schraubenförmigen Nuth versieht, in welche die hochstehenden Kettenglieder sich einlegen, während die flachliegenden auf die cylindrische Umfläche der Trommel zu liegen kommen, aus demselben Grunde, aus welchem man den Kettenrollen die durch Fig. 45 angegebene Profilform giebt (s. III, 1, §. 122). Wenn es irgend angeht, so soll man die Trommel so geräumig, d. h. bei bestimmtem Durchmesser so lang machen, daß die aufzuwickelnde Länge des Seiles oder der Kette nur eine einzige Schicht von Windungen bildet, indem ein Aufwickeln mehrerer Schichten über einander mit mancherlei Nachtheilen verbunden ist. Nicht nur

werden Seile und Ketten bei einer solchen Aufwickelung in mehreren Lagen sehr stark abgeführt, sondern der Hebelarm für die Last wird dadurch mit jeder neuen Schicht um die Seil- oder Kettendicke vergrößert. Nur wenn die große aufzuwindende Länge zu unhandlichen Trommeldimensionen führt, wendet man eine mehrfache Lagerung der Windungen über einander an, muß dann aber die Trommel an den Stirnen mit vorstehenden Rändern versehen, welche das Abspringen der Windungen verhindern können, auch giebt man zu dem Ende wohl zuweilen den Trommeln ein flach bogenförmiges concaves Profil, um die Windungen mehr nach innen zu drängen.

Fig. 45.



Von besonderer Wichtigkeit ist die Feststellung eines geeigneten Trommeldurchmessers. Ist derselbe zu klein, so fallen die Biegungswiderstände der Seile und Ketten unverhältnißmäßig groß aus, während ein unnöthig großer Durchmesser den Hebelarm der Last vergrößert und die Erreichung des erforderlichen Umsetzungsverhältnisses nur mit größeren Unbequemlichkeiten und beträchtlicherem Materialaufwande möglich wird. Bezeichnet δ die Stärke des Seiles bezw. die Dicke des Ketteneisens, so soll man den Durchmesser D der Trommel nicht kleiner machen als:

Für Hanfseile: $D = (7 \text{ bis } 8)\, \delta$ (δ = Seilstärke),
Für Drahtseile: $D = 1100\, \delta$ (δ = Drahtdicke),
Für Ketten: $D = (20 \text{ bis } 24)\, \delta$ (δ = Ketteneisenstärke).

Um die Trommelaxe nicht auf Torsion zu beanspruchen, pflegt man wohl das große Zahnrad derselben, anstatt es auf der Axe festzukeilen, direct mit der Trommel zu verschrauben, welche zu dem Behufe mit einem vorstehenden scheibenförmigen Rande zur Aufnahme der Verbindungsbolzen versehen ist. Die Zahnräder werden bei den Winden fast immer aus Gußeisen gemacht, nur bei sehr kleinen Rädern oder um recht große Sicherheit zu erreichen, wendet man Schmiedeeisen oder Stahl an, die Wellen sind immer aus Schmiedeeisen oder Stahl zu machen.

Ist eine Winde für den Betrieb durch mehrere Arbeiter mit zwei Kurbeln versehen, so stellt man dieselben am besten einander diametral gegenüber, damit eine Ausgleichung der verschiedenen Kraftäußerungen der Arbeiter während des Niederdrückens und Anhebens der Kurbeln erreicht werde. Schwungmassen sind bei den eigentlichen Hebevorrichtungen wegen des gleichmäßigen Widerstandes nicht anzuwenden, würden auch das exacte Anhalten nur erschweren und könnten bei unvorhergesehenen Zufälligkeiten zu Brüchen führen. Wo man daher bei gewissen Maschinen, wie z. B. bei Bagger-

maschinen wegen des ungleichen Widerstandes ein Schwungrad **nicht entbehren** kann, wird man dasselbe mit der Windetrommel durch **ein nachgiebiges** Mittel, etwa durch eine Frictionskuppelung verbinden.

Das Verhältniß der theoretischen Betriebskraft P_0 zu der Last Q **ist für** jede Winde immer ohne Weiteres durch das Umsetzungsverhältniß **der Geschwindigkeiten** gegeben, und man hat daher, unter r den **Trommelhalbmesser** und unter R die Kurbellänge verstanden:

$$P_0 = Q \frac{r}{R} n_1 n_2 \ldots,$$

wenn $n_1, n_2 \ldots$ die Umsetzungsverhältnisse der einzelnen Vorgelege, d. h. die Verhältnisse der Zähnezahlen der Triebräder zu denjenigen der getriebenen Räder bedeuten.

Die Ermittelung der wirklichen Betriebskraft P ist nach dem Vorstehenden leicht vorzunehmen. Wenn die Last Q an dem Trommelhalbmesser r (bis zur Mitte des Seiles oder der Kette gerechnet) wirkt, so ist die an dem Halbmesser R_1 des auf der Trommel befestigten größeren Zahnrades anzubringende Kraft P_1 mit Rücksicht auf die Zapfenreibung und Steifigkeit gegeben durch

$$P_1 R_1 = Q (1 + \sigma) r + \varphi (P_1 + Q) \mathfrak{r}$$

zu

$$P_1 = Q \frac{(1 + \sigma) r + \varphi \mathfrak{r}}{R_1 - \varphi \mathfrak{r}},$$

wenn wieder $\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle und σ den Steifigkeitscoefficienten des Seiles oder der Kette bedeutet, und wenn hier wie bisher immer der ungünstigste Fall angenommen wird, daß die Kräfte Q und P_1 in gleicher Richtung auf die Zapfen wirken, d. h. ihre Angriffspunkte diametral gegenüber liegen. Will man das Eigengewicht G der Trommel ebenfalls berücksichtigen, was etwa nur bei Anwendung großer Drahtseilfördertrommeln nöthig sein dürfte, so hat man

$$P_1 = \frac{Q (1 + \sigma) r + \varphi (Q + G) \mathfrak{r}}{R_1 - \varphi \mathfrak{r}}$$

zu setzen.

Da die theoretische Kraft am Halbmesser R_1 des Zahnrades durch $Q \frac{r}{R_1}$ gegeben ist, so hat man den Wirkungsgrad der Windetrommel gleich

$$\eta_1 = \frac{Q \frac{r}{R_1}}{P_1} = \frac{\frac{r}{R_1} (R_1 - \varphi \mathfrak{r})}{(1 + \sigma) r + \varphi \mathfrak{r}} = \frac{1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R_1}}{1 + \sigma + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}.$$

Bezeichnet nun wieder η_2 den Wirkungsgrad des ersten Vorgeleges und η_3 denjenigen des zweiten, wobei unter dem Wirkungsgrade des Vorgeleges wieder das Produkt $\eta' \eta''$ der Coefficienten für den Zahneingriff (s. Tabelle S. 14) und für die Vorgelegsaxe (s. Tabelle S. 17) zu verstehen ist, so erhält man den Wirkungsgrad der ganzen Winde zu $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ und daher

$$P = \frac{1}{\eta} P_0 = \frac{1}{\eta} Q \frac{r}{R} n_1 n_2.$$

Der Coefficient σ für die Steifigkeit bestimmt sich wie bei Rollen zu

$$\sigma = \varphi_1 \frac{\delta}{2r} = 0{,}2 \frac{\delta}{2r} \text{ für Ketten}$$

und

$$\sigma = 0{,}009 \frac{\delta^2}{r} \text{ für Hanfseile.}$$

Den Halbmesser $\mathfrak{r}$ der Zapfen kann man unter der ungünstigsten Voraussetzung, daß die Trommelwelle auf Torsion in Anspruch genommen wird, d. h. wenn das Zahnrad auf der Welle befestigt ist, zu

$$\mathfrak{r} = 0{,}75\ \delta \text{ bei Seiltrommeln}$$

und

$$\mathfrak{r} = 2{,}5\ \delta \text{ bei Kettenwinden}$$

annehmen, wie sich aus folgender Rechnung ergiebt. Für Hanfseile hat man nach Thl. III, 1, §. 116:

$$\delta = 1{,}13 \sqrt{Q} \quad \text{oder} \quad Q = 0{,}785\, \delta^2,$$

und für schmiedeeiserne durch das Torsionsmoment Qr angegriffene Zapfen findet man den Durchmesser nach Thl. III, 1, §. 14 zu

$$2\mathfrak{r} = 1{,}02 \sqrt[3]{Qr}.$$

Setzt man hierin passend

$$r = 4\,\delta \quad \text{und} \quad Q = 0{,}785\, \delta^2,$$

so folgt:

$$\mathfrak{r} = 0{,}51 \sqrt[3]{0{,}785 \,.\, 4\, \delta^3} = 0{,}745\, \delta.$$

Ebenso hat man für die Ketteneisenstärke δ nach Thl. III, 1, §. 119:

$$\delta = 0{,}326 \sqrt{Q} \quad \text{oder} \quad Q = 9{,}42\, \delta^2,$$

daher folgt für einen Trommelhalbmesser $r = 12\,\delta$:

$$\mathfrak{r} = 0{,}51 \sqrt[3]{9{,}42 \,.\, 12\, \delta^3} = 2{,}47\, \delta.$$

Das Verhältniß $\frac{\mathfrak{r}}{r}$ des Zapfen- zum Trommeldurchmesser kann man daher bei Seil- wie Kettentrommeln zu 0,2 annehmen, denn man hat bei Seilen

$$\frac{\mathfrak{r}}{r} = \frac{0,75\,\delta}{4\,\delta} = 0,19$$

und bei Ketten

$$\frac{\mathfrak{r}}{r} = \frac{2,5\,\delta}{12\,\delta} = 0,208.$$

Führt man diesen Werth für $\frac{\mathfrak{r}}{r}$ in obigem Ausdrucke für η_1 ein, und legt ein durchschnittliches Verhältniß $\frac{r}{R_1} = \frac{1}{4}$ zu Grunde, so finden sich für verschiedene Seilstärken und für Ketten die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werthe für den Wirkungsgrad der Windetrommel. Es kann hierbei bemerkt werden, daß das Verhältniß $\frac{r}{R_1}$ zwischen den Halbmessern der Trommel und des auf ihr befestigten Zahnrades bei den gewöhnlichen Winden etwa zwischen $^1/_3$ und $^1/_8$ schwankt, doch hat dieses Verhältniß auf den Wirkungsgrad der Windetrommel nur einen ganz unerheblichen Einfluß, so daß für alle Ueberschlagsrechnungen die mit dem zu Grunde gelegten Durchschnittswerthe $\frac{r}{R} = \frac{1}{4}$ berechneten Werthe der Tabelle angenommen werden können. Diese Verhältnisse können nur für die gewöhnlichen Seil- und Kettenwinden als genügende Annäherungen angesehen werden, bei abweichenden Verhältnissen, wie z. B. bei den Drahtseiltrommeln der Fördermaschinen wird man in jedem Falle den Wirkungsgrad nach der allgemeinen Formel zu ermitteln haben, wovon an der bezüglichen Stelle ein Näheres angegeben wird.

Tabelle
für den Wirkungsgrad der Windetrommeln.

$$\eta = \frac{1 - \varphi \frac{\mathfrak{r}}{R}}{1 + \sigma + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r}}; \quad \frac{\mathfrak{r}}{r} = 0,2; \quad \frac{r}{R} = 0,25.$$

Seilstärke δ =	10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm	Ketten
η =	0,959	0,939	0,920	0,901	0,883	0,972

Beispiel. Wenn an der 18 mm starken Kette einer Winde mit doppeltem Vorgelege eine Last $Q = 3000$ kg hängt, wie groß ist die an den Kurbeln von

400 mm Länge auszuübende Kraft der Arbeiter, wenn die Trommel einen Halbmesser $r = 0,20$ m und das auf der Trommelwelle befindliche Zahnrad einen solchen $R_1 = 0,75$ m hat, das Verhältniß der Zähnezahlen für die beiden Vorgelege $^1/_6$ und $^1/_5$ beträgt?

Man hat die theoretische Kraft

$$P_0 = 3000 \frac{200}{400} \frac{1}{6} \frac{1}{5} = 50 \text{ kg}.$$

Für die Windetrommel hat man unter Annahme eines Zapfenhalbmessers $\mathfrak{r} = 40$ mm

$$\eta_1 = \frac{1 - 0,08 \frac{40}{750}}{1 + 0,2 \frac{18}{400} + 0,08 \frac{40}{200}} = \frac{0,996}{1,025} = 0,97.$$

Nimmt man noch den Wirkungsgrad des ersten Vorgelegs nach den Tabellen S. 14 und S. 17 zu $\eta_2 = 0,96 \,.\, 0,97 = 0,93$ und den des zweiten zu $\eta_3 = 0,95 \,.\, 0,96 = 0,91$ an, so erhält man den gesammten Wirkungsgrad der Winde zu $\eta = 0,97 \,.\, 0,93 \,.\, 0,91 = 0,82$, daher die Kraft

$$P = \frac{50}{0,82} = 60,98 \backsim 61 \text{ kg}.$$

Will man den Widerstand (P) kennen, welcher an der Bremsscheibe von 0,5 m Durchmesser, die auf der Vorgelegswelle angebracht ist, wirken muß, um eine Beschleunigung beim Sinken der Last zu hindern, so fände man ohne Nebenhindernisse diesen Widerstand zu

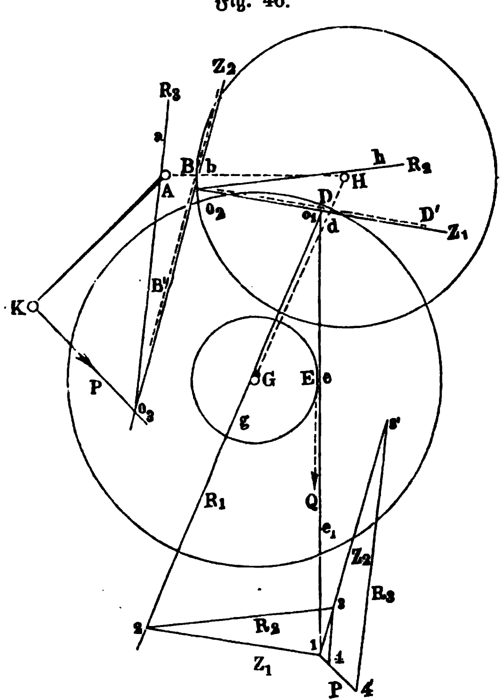
$$3000 \frac{200}{250} \frac{1}{6} = 400 \text{ kg}.$$

Wegen der Nebenhindernisse, welche an sich schon eine Bremswirkung ausüben, ist indessen nur ein Widerstand gleich (η_1) (η_2) 400 kg erforderlich, unter (η_1) und (η_2) die Wirkungsgrade der Trommel und des ersten Vorgeleges verstanden, welche Werthe im vorliegenden Falle von denen η_1 und η_2 nur ganz unwesentlich abweichen werden. Man hat daher den an der Bremsscheibe auszuübenden Widerstand zu $0,97 \,.\, 0,93 \,.\, 400 = 361$ kg anzunehmen. In welcher Weise man die zur Erzeugung eines solchen Widerstandes erforderliche Anspannung des Bremsbandes zu bestimmen hat, ist in Thl. III, 1, §. 178 unter Bremsen näher erläutert worden.

Um die Betriebskraft P einer Winde mit doppeltem Vorgelege graphisch zu ermitteln, zeichnet man zunächst die Richtung der Last Q in der Geraden $e e_1$ (Fig. 46 a. f. S.) parallel zur Mittellinie EQ des Lastseiles im Abstande $Ee = \sigma$ davon. Legt man hierauf durch die Berührungspunkte D und B der Zahnrädertheilkreise unter dem Winkel von 75° gegen die Centrallinien HG und AH die Druckrichtungen DD' und BB', so findet man parallel zu diesen Linien in den Abständen Dd und Bb gleich ζ die Richtungen für die von den Zähnen der Triebräder ausgeübten Kräfte Z_1 und Z_2. Die Richtung der Kraft P ist in K senkrecht zu der Kurbel AK anzunehmen. Zieht man nun von den Durchschnitten o_1 zwischen Q und Z_1, o_2 zwischen Z_1 und Z_2 und o_3 zwischen Z_2 und P die betreffenden Tangen-

ten $o_1 g$, $o_2 h$ und $o_3 a$ an die Reibungskreise der Zapfen von G, H und A, so geben diese Linien die Richtungen für die betreffenden Lagerreactionen R_1,

Fig. 46.



R_2 und R_3 an. Aus den in dieser Art festgestellten Kraftrichtungen erhält man nun das Kräftepolygon, wenn man $o_1 1 = Q$ macht, 1 2 parallel zu $o_1 o_2$, 2 3 parallel $o_2 h$ und 1 3 parallel mit $o_2 o_3$ zieht, und endlich 1 3 durch 1 4 parallel $o_3 K$ und durch 3 4 parallel $o_3 a$ zerlegt. Die Strecke 1 4 giebt dann die Betriebskraft P und in den übrigen Seiten des Kräftepolygons o_1 1 2 3 4 erhält man die auf die Zähne und Zapfen wirkenden Kräfte Z und R, aus denen die Dimensionen dieser Theile, sowie die Abmessungen des Gestelles bestimmt werden können. Zu größerer Deutlichkeit ist der Theil 1 3 4 des Polygons in 1 3′ 4′ in fünffacher Vergrößerung gezeichnet. Würde man die Größen σ, ζ und die Halbmesser der Reibungskreise gleich Null annehmen, d. h. die Kraftrichtungen durch die Punkte E, D und B, sowie durch die Mitten von G, H und A legen, so würde man die Größe P_0 erhalten, während für den Rückgang die Größen σ und ζ nach den entgegengesetzten Seiten der theoretischen Kraftrichtungen parallel mit diesen verlegt werden müßten. Ebenso findet man die Reactionen der

Lager in den anderen Tangenten, welche von den Schnittpunkten *o* an die Reibungskreise der Zapfen gelegt werden können.

Winden mit Dampfbetrieb. Bei allen bisher besprochenen Windevorrichtungen war vorausgesetzt worden, daß der Betrieb derselben durch Menschenhand erfolge. Wenn man dagegen eine vorhandene Elementarkraft benutzen will, um größere Arbeitsleistungen in kürzerer Zeit ausüben zu können, so ändert dies die Einrichtungen der Winde nur in soweit, als zur Aufnahme der Betriebskraft anstatt der Handkurbel das geeignete Organ angewandt wird. So findet man häufig bei den Winden, welche in Werkstätten und Fabriken zum Aufziehen der Materialien verwendet werden, die treibende Welle mit einer festen und losen Riemenscheibe versehen, auf welche ein von einer fortwährend umlaufenden Transmissionswelle abgehender Riemen läuft. Durch Verschiebung des Riemens von der losen auf die feste Riemenscheibe und umgekehrt hat man es dann jederzeit in der Hand, die Hebevorrichtung in oder außer Thätigkeit zu setzen. In solcher Art pflegt man z. B. die Sackwinden in Mahlmühlen zum Heben der Getreidesäcke, sowie die Blockwinden in Schneidemühlen zum Heranziehen der Holzstämme einzurichten. Auch die in Thl. III, 1, §. 170 angegebene Stuhlwinde der Mahlmühlen zeigt den Betrieb durch einen direct auf eine Scheibe der Trommel laufenden Riemen. Es ist auch an dieser Stelle angegeben, in welcher Weise dabei das Bremsen der Winde behufs gleichmäßigen Niederlassens der Last geschieht. Im Allgemeinen sind bei solchen Winden, mittelst deren nur ein Heben, aber kein Niederlassen von Lasten bezweckt wird, Bremsvorrichtungen nicht gebräuchlich, auch pflegt man solche Winden durch die Betriebskraft nicht im umgekehrten Sinne zu bewegen, um den Lasthaken wieder herabzulassen, sondern man bewirkt das Letztere entweder durch ein mit dem Haken verbundenes kleines Gegengewicht oder auch durch directes Ziehen an der Kette. Ueber die in Fabriken häufig vorkommenden Hebevorrichtungen mit Vorwärts- und Rückwärtsbewegung wird ein Näheres unter Aufzügen angeführt werden.

Man hat auch Winden mit besonderen kleinen Dampfmaschinen verbunden, Dampfwinden, in solchen Fällen, wo eine besondere Betriebsmaschine nicht zur Verfügung steht, es aber darauf ankommt, in kurzer Zeit größere Hebungseffecte zu erzielen. Dieser Fall liegt namentlich vor beim Ent- und Beladen von Schiffen, so daß hierfür die Dampfwinden vielfach in Gebrauch sind. Derartige Dampfwinden sind in der Regel nur mit kleinen Dampfmaschinen von drei bis vier Pferdekraft versehen, für welche eine thunlichst einfache Construction gewählt wird, da es bei dem nur zeitweiligen Betriebe weniger auf vorzügliche Ausnutzung des Brennmaterials, als vielmehr auf Einfachheit der Construction und Sicherheit des Betriebes

ankommt. Man läßt daher diese Maschinen niemals mit Condensation und nur selten mit Expansion oder doch nur soweit damit arbeiten, als man letztere etwa durch den gewöhnlichen Muschelschieber erreichen kann. Immer aber sind solche Maschinen mit einer Umsteuerung zu versehen, da diese Winden ebenso häufig zum Heben wie zum Senken gebraucht werden. Die Möglichkeit einer leichten und sicheren Umsteuerbarkeit ist der Grund, warum man diese Maschinen trotz ihrer Kleinheit gern mit zwei Cylindern versieht, deren Kurbeln unter rechtem Winkel zu einander stehen, so daß ein Schwungrad entbehrlich wird, und die Bewegung in jeder Stellung der Maschine leicht umgekehrt werden kann. Für solche Zwecke empfehlen sich besonders die oscillirenden Dampfmaschinen wegen ihrer verhältnißmäßigen Einfachheit und der niedrigen Höhe, in welcher solche Maschinen auszuführen sind.

Derartige Dampfwinden werden fast immer mit einem einfachen Vorgelege ausgeführt, so daß die Kurbelwelle mit dem auf ihr befindlichen Triebrade in ein größeres auf der Trommel angebrachtes Zahnrad eingreift. Die Anwendung eines doppelten Vorgeleges ist deswegen für die gewöhnlichen Lasten nicht erforderlich, weil der Druck des Dampfes auf die Kolben an sich weit größer ist, als die von den Arbeitern beim Handbetrieb auf die Kurbeln auszuübende Kraft. In Folge dessen wird die Kette von der Windetrommel auch mit größerer Geschwindigkeit angezogen, als bei Handwinden, deren Hebegeschwindigkeit wegen der geringeren Betriebskraft natürlich nur klein sein kann. Die Geschwindigkeit, mit welcher die zu hebende Last aufgewunden wird, ergiebt sich in allen Fällen von selbst aus der disponibeln Betriebskraft. Ist nämlich unter L die von derselben per Secunde auszuübende Leistung in Meterkilogrammen verstanden, so folgt bei einem Wirkungsgrade η der Winde die höchstens erreichbare Geschwindigkeit v der Last Q durch die Beziehung

$$\eta L = Q v.$$

Wenn z. B. vier Arbeiter mit einem Drucke von je 12 kg und einer Geschwindigkeit von 0,8 m an den Kurbeln arbeiten, so können dieselben bei einem Wirkungsgrade der Winde von $\eta = 0,75$ eine Last von 2000 kg höchstens mit einer Geschwindigkeit von

$$v = \frac{0,75 \,.\, 4 \,.\, 12 \,.\, 0,8}{2000} = 0,014 \text{ m}$$

in der Secunde heben, und es muß dementsprechend die Umsetzung der Bewegung durch die Vorgelegsräder eingerichtet werden. Bei Anwendung einer Dampfmaschine von vier Pferdekraft ließe sich dagegen unter denselben Verhältnissen eine Geschwindigkeit der Hebung von

$$\frac{0,75 \,.\, 4 \,.\, 75}{2000} = 0,112 \text{ m}$$

erreichen.

Man geht bei Dampfwinden in der Regel nicht über 0,15 m mit der Geschwindigkeit der zu hebenden Last hinaus.

Eine Dampfwinde für Marinezwecke ist durch Fig. 47 *) veranschaulicht. Die Kolben der beiden oscillirenden Dampfcylinder *A* bewegen die Trieb-

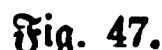
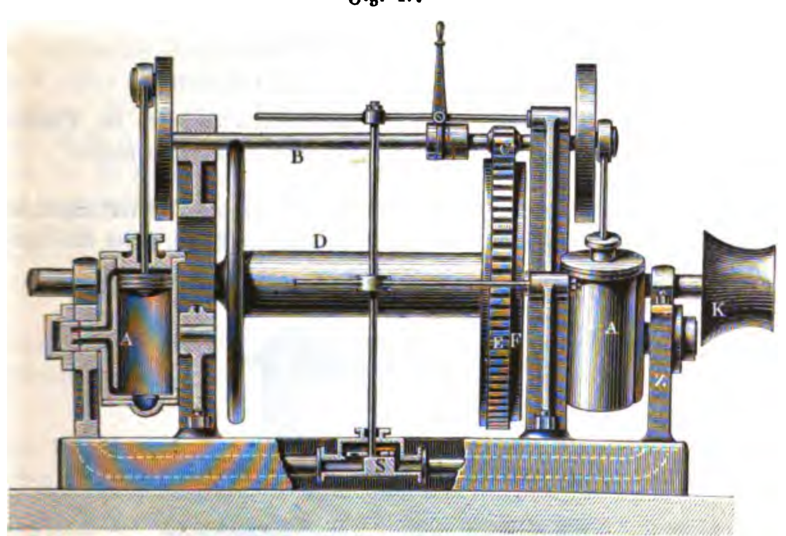


Fig. 47.



welle *B*, deren Triebrad *C* die Kettentrommel *D* durch das Zahnrad *E* in langsame Umdrehung versetzt. Mit dem Zahnrade *E* ist der Bremskranz *F* verbunden, dessen Band durch den Hebel in bekannter Art angespannt werden kann. Die Vertheilung des Dampfes geschieht dabei durch die schwingenden Zapfen *Z* der Cylinder und es ist die Umsteuerung der Maschine durch einen geeigneten Vertheilungsschieber *S* ermöglicht. Um die Windetrommel, wenn erforderlich, auch durch die Hand bewegen zu können, ist noch eine besondere in der Figur nicht angegebene Welle angeordnet, deren vierkantige Enden zur Aufnahme von Handkurbeln dienen. Bei einer Verschiebung dieser Welle in ihren Lagern kommt ein auf ihr befestigtes Triebrad zum Eingriffe mit dem Zahnrade *E*. Auf der Axe der Trommelwelle sind noch beiderseits Köpfe *K* aufgesteckt, um auch über diese nach Erfordern Seile schlingen zu können. Die Dampfcylinder haben bei 0,15 m Durchmesser 0,25 m Hub, und es macht die Kurbelwelle 100 Umdrehungen pro

*) S. Oppermann, Portefeuille économique des Machines 1868, p. 18 und daraus Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre Bd. IV.

Minute. Da die Zähnezahlen zu 11 und 68 angenommen sind und der Trommeldurchmesser 0,20 m beträgt, so ergiebt sich die Geschwindigkeit der Kette zu

$$\frac{100}{60}\,\frac{11}{68}\,0{,}200\,.\,3{,}14 = 0{,}169\,\text{m},$$

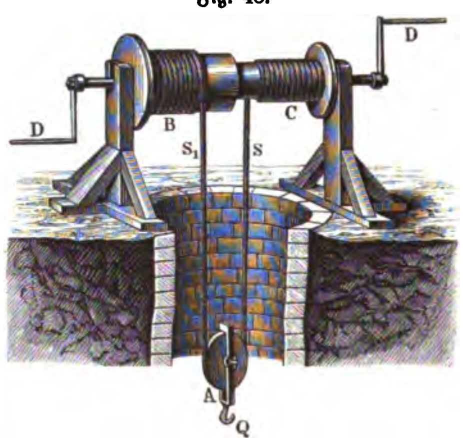
und die vermöge dieser Geschwindigkeit bei der maximalen Last von 1800 kg von der Dampfmaschine auszuübende reine Leistung zu

$$1800\,.\,0{,}169 = 304\,\text{mkg} = 4{,}05 \text{ Pferdekraft.}$$

Mit Rücksicht auf die schädlichen Widerstände wird daher die Dampfmaschine eine Leistung von mehr als 5 Pferdekräften ausüben müssen.

§. 13. **Sonstige Winden.** Bei der unter dem Namen des Differentialhaspels oder der chinesischen Winde bekannten Einrichtung, Fig. 48, findet eine ähn-

Fig. 48.



liche Wirkung statt, wie bei dem oben besprochenen Differentialflaschenzuge. Die Last hängt hier wie dort an der losen Rolle A, deren Seil an beiden Enden mit der Trommel BC derart verbunden ist, daß beim Drehen der letzteren das eine Seil sich aufwickelt, das andere sich abwickelt. In Folge der Verschiedenheit der Trommeldurchmesser in B und C ist die Länge des aufgewickelten Seilstückes größer als die des abgewickelten, und es muß daher die Last mit einer von der Differenz der Trommeldurchmesser abhängigen Geschwindigkeit emporsteigen. Bezeichnet man wieder mit R den Halbmesser der stärkeren Trommel B und mit r denjenigen der dünneren Trommel C, so hat nach einer einmaligen Umdrehung der Trommel die herabhängende Seilschleife sich um die Länge $2\pi\,(R - r)$ verkürzt, daher die Last mit der losen Rolle um die Hälfte dieser Größe $\pi\,(R - r)$ erhoben worden

ist. Die an den Kurbeln D von der Länge l erforderliche Kraft würde daher, wenn Nebenhindernisse nicht vorhanden wären, durch

$$P_0 \, 2 \pi l = Q \pi \, (R - r) \text{ zu } P_0 = Q \, \frac{R - r}{2 l}$$

gefunden werden.

Durch die Nebenhindernisse der Seilsteifigkeit und Zapfenreibung wird die erforderliche Umdrehungskraft jedoch wesentlich erhöht und der Wirkungsgrad dieser Winde ähnlich wie bei dem Differentialflaschenzuge sehr herabgezogen. Bezeichnet man wieder mit σ den Coefficienten der Seilsteifigkeit beim Auf- oder Ablaufen des Seiles, und nimmt man für die Trommeln und für die Rolle einen gemeinschaftlichen mittleren Werth hierfür an, so hat man wieder für die Spannungen S in dem von C aus absteigenden Seilstücke und S_1 in dem auf B sich aufwickelnden Seilende die Beziehung:

$$S_1 = S \left(1 + 2 \sigma + 2 \varphi \, \frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\right) = S k \text{ (s. §. 8)},$$

wenn r_1 den Halbmesser der losen Rolle und $\mathfrak{r}_1$ denjenigen ihres Zapfens bedeutet. Ebenso ist

$$Q = S + S_1 = S \, (1 + k).$$

Für die Trommel $B C$ hat man nun, unter $\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser derselben verstanden, die Gleichung:

$$P l + S \, (1 - \sigma) \, r = S_1 \, (1 + \sigma) \, R + \varphi \, (P + S + S_1) \, \mathfrak{r}$$

oder

$$S = \frac{Q}{1 + k} \quad \text{und} \quad S_1 = \frac{k}{1 + k} \, Q$$

eingesetzt:

$$P l + \frac{Q}{1 + k} \, (1 - \sigma) \, r = \frac{k}{1 + k} \, Q \, (1 + \sigma) \, R + \varphi \, (P + Q) \, \mathfrak{r}.$$

Hieraus folgt P durch

$$P \, (l - \varphi \mathfrak{r}) = Q \left(\frac{k}{1 + k} \, (1 + \sigma) \, R - \frac{1 - \sigma}{1 + k} \, r + \varphi \, \mathfrak{r}\right).$$

Der Wirkungsgrad einer solchen Windevorrichtung ist ein sehr geringer, und zwar bei einigermaßen starken Seilen noch kleiner, als bei dem Differentialflaschenzuge, wegen der geringeren Größe der Kettenreibung bei dem letzteren.

Nimmt man z. B. ein Seil von nur 20 mm Stärke und einen Rollenhalbmesser $r_1 = 100$ mm, sowie den Halbmesser des Rollenzapfens $\mathfrak{r}_1 = 10$ mm an, so hat man

$$k = 1 + 2 \sigma + 2 \varphi \frac{\mathfrak{r}_1}{r_1} = 1 + 2 \, . \, 0{,}018 \, \frac{20^2}{2 . 100} + 2 \, . \, 0{,}08 \, \frac{10}{100} = 1{,}088.$$

Ferner hat man für einen durchschnittlichen Halbmesser der Trommel von 0,120 m $\sigma = 0{,}018 \frac{20^2}{2.120} = 0{,}03$. Wenn man daher $R = 150$ mm, $r = 120$ mm und die Kurbellänge $l = 0{,}40$ m annimmt, so erhält man, bei einem Zapfenhalbmesser $\mathfrak{r} = 20$ mm der Trommel die Kurbelkraft P aus

$$P\,(400 - 0{,}08\,.\,20) = Q\left(\frac{1{,}088}{2{,}088}\,1{,}03\,.\,150 - \frac{0{,}97}{2{,}088}\,120 + 0{,}08\,.\,20\right)$$

zu

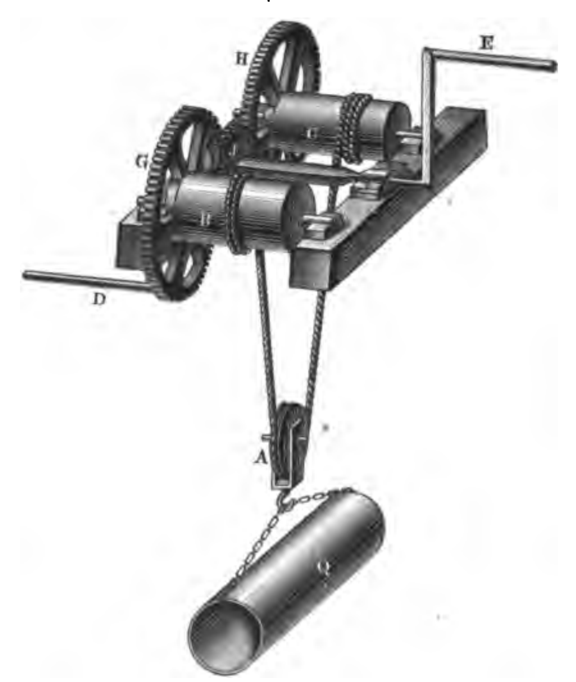
$$P = \frac{26{,}34}{398{,}4}\,Q = 0{,}0661\,Q.$$

Ohne Nebenhindernisse hätte man dagegen nur

$$P_0 = \frac{150 - 120}{2.400}\,Q = 0{,}0375\,Q,$$

folglich ergiebt sich der Wirkungsgrad $\eta = \frac{0{,}0375}{0{,}0661} = 0{,}567$, welcher Werth für eine größere Seilstärke und geringeren Unterschied zwischen den Trommelhalbmessern R und r noch beträchtlich kleiner ausfällt. Diese Winden können daher

Fig. 49.



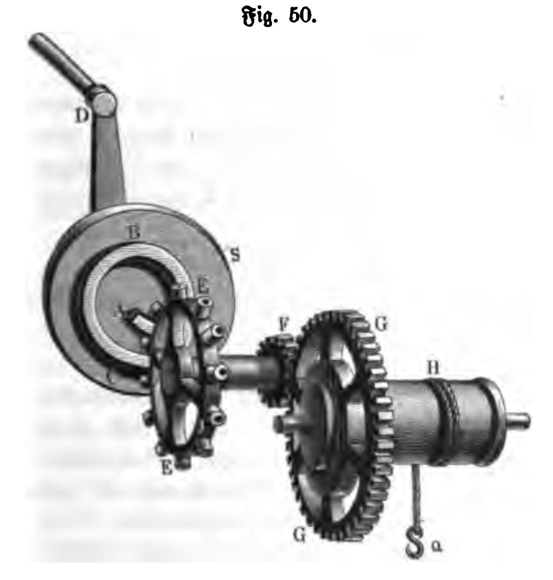
wegen ihres geringen Wirkungsgrades nur als sehr unvollkommene Hebevorrichtungen angesehen werden, um so mehr, als wegen der Differenzwirkung eine beträchtliche Seillänge erforderlich ist, zu deren Aufnahme wiederum die Windetrommel eine große Länge erhalten muß. Beispielsweise muß bei einer derartigen

Winde mit dem Verhältnisse der Trommelhalbmesser $\frac{r}{R} = \frac{5}{4}$ für eine Hubhöhe der Last gleich h eine Seillänge gleich $5h$ auf die stärkere Trommel aufgewickelt werden.

Die im Vorstehenden angeführten Bemerkungen gelten auch für die in Fig. 49 dargestellte Differentialwinde mit Rädervorgelege, bei welcher die beiden Trommeln B und C von verschiedenen Halbmessern durch die Kurbelwelle und das Triebrad J gleichzeitig nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Als Widerstand der Kurbelwelle hat man hierbei die Differenz der Drucke anzusehen, mit welchen die beiden Seilspannungen S und S_1 an dem Umfange des Triebrades J wirken. Eine nähere Berechnung dieser wenig empfehlenswerthen Windevorrichtung dürfte nach dem Vorstehenden überflüssig sein.

Ein eigenthümlicher Bewegungsmechanismus ist bei der Hebemaschine von Long*), Fig. 50, zur Anwendung gebracht. Hierbei wird die mit dem

Fig. 50.



Triebrade F in das Zahnrad G der Windetrommel H eingreifende Vorgelegswelle durch eine ebene Scheibe S auf der Kurbelwelle in Bewegung gesetzt, indem ein auf der Scheibe S angebrachter rippenförmig hervorragender Spiralgang ABC auf die mit Frictionsrollen versehenen Stifte E eines Rades J auf der Vorgelegswelle einwirkt. Man erkennt leicht, daß

*) S. Civil Engineer and Architects Journal, July 1852 und daraus Dingler's Journal, Bd. CXXV.

bei einer vollen Umdrehung der Scheibe S der Spiralgang derselben das Stiftenrad J um eine Theilung umdreht, in ähnlicher Art, wie dies bei einem durch eine Schraube ohne Ende bewegten Schneckenrade auch der Fall ist. Die Kraftverhältnisse bestimmen sich daher in analoger Weise und man hat die theoretische Kraft an der Kurbel von der Länge l zu

$$P_0 = Q \frac{r}{l} \frac{r_1}{R_1} \frac{1}{n},$$

wenn r_1 und R_1 die Halbmesser der Zahnräder F und G sind, r denjenigen der Seiltrommel und n die Anzahl der Stifte E bedeutet. Die Reibung zieht indessen hier den Wirkungsgrad ebenso wie bei der Schraube ohne Ende wesentlich herab, wie man sich leicht überzeugt. Ist nämlich a der mittlere Halbmesser des Schneckenganges, welcher die Form einer archimedischen Spirale haben möge, deren radiales Ansteigen für eine Umdrehung gleich der Theilung s des Stiftenrades sein muß, so wird bei einer Umdrehung der Spiralscheibe eine Reibungsarbeit zwischen dieser und dem betreffenden Stifte verrichtet, deren Größe durch

$$\mu Q_1 2 \pi a$$

ausgedrückt ist, wenn Q_1 den Widerstand an dem Stiftenrade bezeichnet, welcher bei der gedachten Bewegung auf dem Wege s überwunden wird. Nimmt man nun den mittleren Halbmesser a des Spiralganges auch nur zu $2s$ an, so bestimmt sich doch für einen Reibungscoefficienten $\mu = 0,1$ die Reibungsarbeit zu

$$0,1 . 2 . 3,14 . 2 s Q_1 = 1,256 Q_1 s,$$

also größer als die Nutzarbeit $Q_1 s$, woraus ein Wirkungsgrad der Schneckenscheibe allein von nur $\frac{1}{1 + 1,256} = 0,443$ folgt.

Wenn nun auch durch die Anwendung der Frictionsrollen E jene Reibung etwa auf die Hälfte herabgemindert werden kann, so ergiebt sich doch immer für die ganze Winde ein nur geringer Wirkungsgrad, so daß es sich empfehlen wird, anstatt dieser Betriebsvorrichtung eine andere wirkungsvollere, z. B. ein zweites Rädervorgelege, anzuwenden.

Für einfache Winden, zu Bauzwecken insbesondere, wendet man zuweilen auch zur Umdrehung der Windetrommel einen Hebel AC, Fig. 51, mit einer Schaltklinke B an, welche in das auf der Trommel befestigte Sperrrad C eingreift, so daß die Hebung der Last beim Niedergehen des Hebels AC bewirkt wird, während der am Gestelle drehbar befestigte Sperrkegel D das Zurücksinken der Last hindert. Die Vortheile dieser Vorrichtungen bestehen außer in ihrer vergleichsweisen Einfachheit und daher Wirkungsfähigkeit besonders darin, daß man in der Länge des Hebels CA weniger beschränkt ist, als in den Halbmessern der Räder und Kurbeln, und daß man

den Hebelarm der Kraft den verschiedenen Lasten entsprechend immer passend wählen kann. Ein Nachtheil dagegen ist die intermittirende Bewegung.

Wenn die Hubhöhe einer Winde bedeutend ist, so muß die Trommel, um die aufzuwindende Seillänge aufzunehmen, große Dimensionen erhalten. Man hat daher in solchen Fällen die Einrichtung so getroffen, daß das Seil nur in wenigen Windungen um die Windetrommel geschlungen wird, ohne daß es mit derselben fest verbunden ist. Vielmehr wickelt sich das hintere freie Ende des Seiles bei der Umdrehung der Trommel um ebenso viel von der-


Fig. 51.

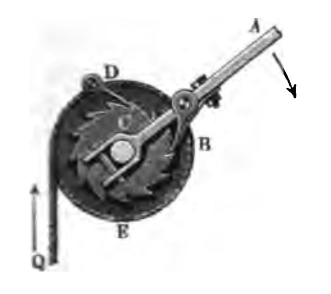
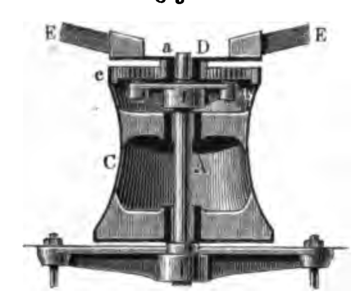



Fig. 52.



selben ab, als das Lastseil sich aufwickelt, so daß stets dieselbe Anzahl von Seilumwindungen auf der Trommel befindlich ist. Das freie Seilende hat hierbei nur eine sehr geringe Spannung, und es ist daher nöthig, auf der Trommel wenigstens so viel Seilwindungen anzubringen, daß ein Rutschen des Seiles nicht möglich ist.

Eine der einfachsten Vorrichtungen dieser Art ist das schon in III, 1, §. 48 besprochene Gangspill, Fig. 52, bei welchem die verticale Trommel C zur Aufnahme mehrerer Seilwindungen dient, und dadurch in Umdrehung gesetzt wird, daß mittelst der Speichen oder Spaaken E der Deckel D mit dem Triebrade a gedreht wird, welches in die beiden Zwischenräder b eingreift. Da diese Räder b, welche ihrerseits mit dem innerlich verzahnten Kranze c der Trommel C im Eingriffe stehen, fest mit der unbeweglichen Axe A verbunden sind, so wirken sie nur als Wechselräder, und es wird, wie schon an der gedachten Stelle angegeben ist, eine ganze Drehung des Deckels eine solche der Trommel im Betrage $\frac{a}{c}$ hervorrufen. Sind, wie dies meist der Fall ist, die Räder a und b von gleicher Größe, so ist $c = 3\,a$, daher die betreffende Einrichtung wie ein Vorgelege wirkt, dessen Umsetzungsverhältniß gleich $^1/_3$ ist. Man pflegt übrigens die Trommel C noch mit Einschnitten für die Spaaken zu versehen, um durch letztere eine directe Umdrehung der Trommel zu bewirken, wenn der Widerstand geringer

ist. Eine Rückdrehung der Trommel unter Einfluß der Last hindert man durch einen mit dem unteren Trommelrande verbundenen Sperrkegel, welcher sich gegen feste Knaggen der Grundplatte G stemmt. Durch die ausgehöhlte Form der Trommel ist Sorge getragen, daß die sich auf dieselbe legenden Windungen stetig nach der Mitte hin rutschen, während durch einen Arbeiter das ablaufende Seilende fortgezogen wird. Nennt man S_1 die Spannung dieses freien Seilendes, so kann die Spannung des Lastseiles S nach Thl. I, §. 199 den Werth

$$S = S_1 e^{\varphi \gamma}$$

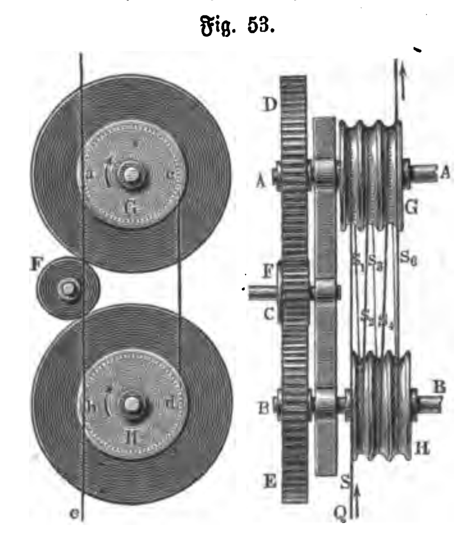
annehmen, ehe ein Gleiten eintritt, wenn γ den umschlungenen Bogen vom Halbmesser Eins, φ den Reibungscoefficienten und e die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems bedeutet. Wenn das Seil in n Windungen die Trommel umgiebt, so hat man also $S = S_1 e^{\varphi n 2\pi}$, und man würde z. B. bei drei ganzen Umschlingungen und einem Reibungscoefficienten zwischen Seil und Trommel $\varphi = 0{,}28$ erhalten:

$$S = S_1\, 2{,}7183^{0{,}28 \,.\, 3 \,.\, 6{,}28} = 198\, S_1,$$

so daß die dem freien Seilende zu ertheilende Spannung nur etwa $^1/_2$ Proc. der Last Q betragen müßte.

Um die Verschiebung der einzelnen Seilwindungen auf der Trommel zu vermeiden, ohne welche Verschiebung das Seil von der Trommel abfallen müßte, hat man auch die Einrichtung so getroffen, daß das Seil abwechselnd über zwei Rollen oder Trommeln G und H, Fig. 53, mit eingedrehten Ringnuthen geführt wird, so daß jede Nuth in dem halben Umfange umschlungen wird. Das die Last Q tragende Seil läuft bei a auf die Rolle G in der ersten Seilrinne, verläßt diese bei c, um die erste Rinne der Rolle H in der äußeren Hälfte db zu umfangen, läuft dann wieder bei a in der zweiten Seilrinne auf die Rolle G u. s. f., um schließlich bei b die letzte Rinne der Rolle H zu verlassen. Die öftere Umführung des Seiles um die Rollen hat auch

Fig. 53.



hier den Zweck, einem Rutschen vorzubeugen, und es gilt auch hier die allgemeine Beziehung $S = S_1 e^{\varphi\gamma}$, wenn γ die Summe aller umspannten Bögen beider Rollen bedeutet. Bezeichnet hier n die Anzahl der einzelnen je zur Hälfte umspannten Rinnen, wo n beliebig eine gerade oder ungerade Zahl sein kann, so ist $\gamma = n\pi$ zu setzen. Um die Last aufzuwinden, hat man die beiden Trommeln G und H in derselben Richtung mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit umzudrehen, was dadurch geschieht, daß die Betriebswelle C mittelst des Triebrades F gleichzeitig die beiden auf den Trommelaxen befestigten gleichen Zahnräder D und E umdreht.

Um das Verhältniß der Kraft zur Last für die vorliegende Winde zu ermitteln, sei $S = Q$ die Spannung in dem Lastseile ae, S_1 diejenige in dem von G ablaufenden und auf H auflaufenden Seile cd, ebenso S_2 die Spannung in dem zweiten auf G auflaufenden Seile ba u. s. w., so daß S_n die Spannung des freien Seilendes bedeutet, wenn im Ganzen auf beiden Rollen zusammen n halbe Umfänge von dem Seile umschlungen sind. Man hat dann für den Grenzfall des Gleitens der Seile

$$S = S_1 e^{\varphi\pi} = S_2 e^{2\varphi\pi} = S_3 e^{3\varphi\pi} = \ldots S_n e^{n\varphi\pi}.$$

Denkt man sich nun die beiden Trommeln von dem Halbmesser r einmal in dem Sinne der Pfeile herumgedreht, so ist ein Widerstand $S = Q$ auf dem Wege $2\pi r$ überwunden worden, und zwar ist bei dieser Bewegung die Triebkraft P durch die am Umfange der Trommel H wirkende Spannung S_n des freien Seilendes bf unterstützt worden. Die Spannungen S_1, S_2, $S_3 \ldots S_{n-1}$ der zwischen den Trommeln ausgespannten Seile haben, abgesehen von Steifigkeitswiderständen und Zapfenreibungen, Arbeit weder verrichtet noch verbraucht, da jede solche Spannung auf die eine Trommel gerade so stark fördernd wie auf die andere hindernd eingewirkt hat. Wenn man von den Nebenhindernissen absieht, so erhält man die theoretische Kraft P_0 am Umfange der Trommeln zu $P_0 = S$. Um die effective Kraft P am Umfange der Seiltrommeln zu finden, sei wieder σ der Steifigkeitscoefficient und $\mathfrak{r}$ der Halbmesser der Zapfen. Den Zapfendruck erhält man dann für die Axe A zu

$$Z = S + S_1 + S_2 + S_3 + \cdots S_{n-1}$$

und für die Axe B

$$Z_1 = S_1 + S_2 + S_3 + \cdots S_n.$$

Nimmt man nun an, daß die Spannung S_n des freien Seilendes nicht unnöthig groß sei, sondern nur den zur Vermeidung des Rutschens erforderlichen Betrag habe, so daß, wie oben angegeben, $S = S_n e^{n\varphi\pi}$ oder $S_n = S e^{-n\varphi\pi}$ ist, so findet man

$$Z = S(1 + e^{-\varphi\pi} + e^{-2\varphi\pi} + e^{-3\varphi\pi} + \cdots e^{-(n-1)\varphi\pi})$$
$$= S\frac{e^{-n\varphi\pi} - 1}{e^{-\varphi\pi} - 1} = Q\frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}$$

und

$$Z_1 = S(e^{-\varphi\pi} + e^{-2\varphi\pi} + e^{-3\varphi\pi} + \cdots e^{-n\varphi\pi})$$
$$= S e^{-\varphi\pi}\frac{e^{-n\varphi\pi} - 1}{e^{-\varphi\pi} - 1} = Q e^{-\varphi\pi}\frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}} = Z e^{-\varphi\pi}.$$

Ebenso hat man die Steifigkeitswiderstände an der Rolle G zu

$$U = \sigma(S + S_1 + S_2 + \cdots S_{n-1}) = \sigma Z = \sigma Q\frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}$$

und an der Rolle H zu

$$U_1 = \sigma(S_1 + S_2 + S_3 + \cdots S_n) = \sigma Z_1 = \sigma e^{-\varphi\pi}\frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}.$$

Man findet folglich die Kraft am Umfange der Trommeln P aus der Gleichung:

$$Pr = (S - S_n)r + \sigma(Z + Z_1)r + \varphi(Z + Z_1 + P)\mathfrak{r},$$

oder mit obigen Werthen von Z und Z_1:

$$P(r - \varphi\mathfrak{r}) = Q(1 - e^{-n\varphi\pi})r + (\sigma r + \varphi\mathfrak{r})Q(1 + e^{-\varphi\pi})\frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}.$$

Hieraus ergiebt sich P und aus $P_0 = Q$ erhält man den Wirkungsgrad $\eta = \frac{P_0}{P}$. Aus der am Umfange der Rollen nöthigen Kraft P findet sich weiter in der bekannten Art die Kraft P_1 an einem Hebelarme R_1 der Kurbelaxe C, wenn man die Zahnreibung der Räder CF und AD bezw. BE, sowie die Zapfenreibung der Axe C berücksichtigt. Ein Beispiel wird dies am besten erläutern.

Beispiel. Wenn bei einer Winde nach Art der in Fig. 53 dargestellten das Seil jede der Seilrollen dreimal in der halben Peripherie umfängt, wie groß ist die für eine Belastung von 300 kg erforderliche Kraft P an einer Kurbel von 0,36 m Länge, wenn der Halbmesser r der Seilrollen 0,10 m, und das Verhältniß der Zahnräder gleich 0,2 ist?

Hier ist $n = 6$, nimmt man $\mu = 0{,}28$, so erhält man

$$e^{-0{,}28 \cdot 3{,}14} = 0{,}4152$$

und

$$e^{-6 \cdot 0{,}28 \cdot 3{,}14} = 0{,}00512,$$

daher ergiebt sich die Spannung des freien Seilendes zu

$$S_6 = 300 \cdot 0{,}00512 = 1{,}54 \text{ kg}.$$

Setzt man eine Seilstärke von $\delta = 1{,}13\sqrt{300} = 20$ mm voraus, so erhält man nach der Eytelwein'schen Formel:

$$\sigma = 0{,}018 \frac{\delta^2}{2r} = 0{,}018 \frac{400}{2.100} = 0{,}036,$$

und für einen Zapfenhalbmesser $\mathfrak{r} = 15$ mm wird

$$\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} = 0{,}08 \frac{15}{100} = 0{,}012.$$

Man hat daher

$$P(1-0{,}012) = Q\,(1-0{,}0051) + (0{,}036+0{,}012)\,Q\,(1+0{,}415)\frac{1-0{,}0051}{1-0{,}415}$$
$$= Q\,(0{,}9949+0{,}1155),$$

woraus

$$P = \frac{1{,}1104}{0{,}988}\,Q = 1{,}124\,Q = 337{,}2 \text{ kg folgt.}$$

Da ohne Nebenhindernisse $P_0 = Q$ wäre, so folgt der Wirkungsgrad der beiden Seilrollen

$$\eta_1 = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{1{,}124} = 0{,}889.$$

Nimmt man noch für das Zahnradvorgelege nach §. 3 einen Wirkungsgrad $\eta_2 = 0{,}94$ an, so bestimmt sich die Kraft an der Kurbel zu

$$P_1 = \frac{1}{0{,}94}\,\frac{100}{360}\,0{,}2\;337{,}2 = 19{,}95 \text{ kg}.$$

Der Wirkungsgrad der ganzen Winde ergiebt sich dann zu

$$\eta = 0{,}889\,.\,0{,}94 = 0{,}836.$$

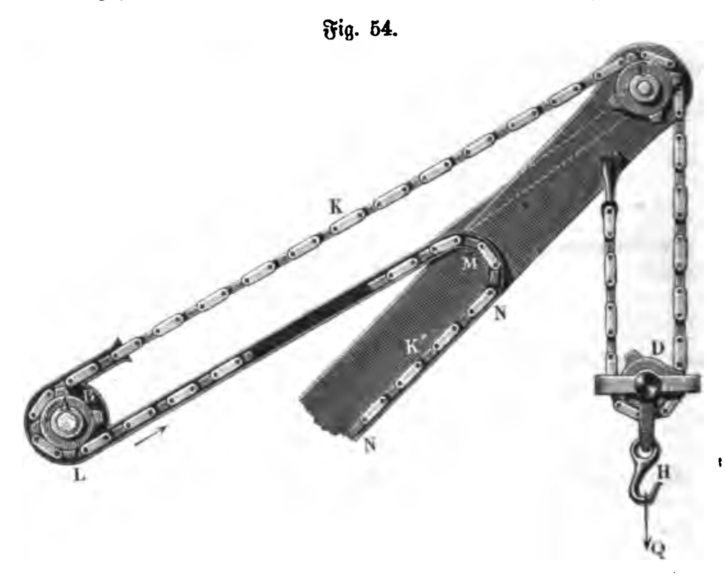
Um auch bei Kettenwinden die Trommel zu umgehen, hat man verschiedene Anordnungen getroffen. Dieselben kommen im Allgemeinen darauf hinaus, daß die Kette einfach über eine Rolle oder ein kleines Rad geführt wird, dessen Umfang entweder mit Zähnen bezw. Hervorragungen oder Vertiefungen versehen ist, welche ähnlich wie beim Differentialflaschenzuge ein Gleiten der Kette verhindern, oder daß das Kettenrad die Form eines Prismas erhält, auf dessen Seiten sich die einzelnen Kettenglieder auflegen.

Ein Kettenrad mit Verwendung einer Gall'schen Laschenkette ist unter Anderem bei dem von C. Neustadt*) construirten Krahn zur Anwendung gekommen. Hierbei ist die Kettentrommel durch ein auf der Axe A, Fig. 54 (a. f. S.), befestigtes Kettenrad B ersetzt, in dessen Zahnlücken sich die Bolzen der Gall'schen Gliederkette K einlegen, welche letztere nach Umführung über die feste Rolle C in dem Schnabel des Krahns die Last an dem Haken H der losen Rolle D trägt. Um dabei das freie Kettenstück K' aufzunehmen, und etwaige Verwirrung der Glieder desselben zu vermeiden, ist dieses Kettenstück in ein röhrenförmiges Magazin LMN geleitet, in welchem es sich unter dem Einflusse des von dem Triebrade B ausgeübten Druckes verschiebt. Letzteres ist deshalb möglich, weil das aufsteigende

*) Armengaud, Public. industr. Vol. XII et XIV.

Kettenstück durch die umschließende Röhre LM vor einer Ausbiegung gesichert ist und dasselbe außerdem durch das Eigengewicht des auf der Bahn NN herabgehenden Kettenstückes angezogen wird. Allerdings werden mit

Fig. 54.



dieser Einrichtung zahlreiche Reibungswiderstände an den gleitenden Kettenbolzen hervorgerufen, welcher Umstand, verbunden mit dem allen Kettengetrieben anhaftenden Uebelstande einer allmäligen Ausdehnung der Gliederlänge, wohl die Hauptursache ist, daß diese Construction wenig in Aufnahme gekommen ist. Die Nebenhindernisse, welche hier beim Auf- und Abwickeln der Kette eintreten, kann man etwa in derselben Weise berechnen, wie die Zahnreibung zwischen einer Zahnstange und ihrem Triebrade.

Bei der Winde von Bernier*) wird die Kette, an welcher die Last Q hängt, nach ihrer Umführung um die feste Leitrolle H, Fig. 55, um zwei Wellen A und B geführt, welche an den Auflaufstellen der Kette dreieckig im Querschnitte gestaltet sind. Hierdurch wird ein Rutschen der Kette unmöglich gemacht, und es geschieht die Hebung der Last, indem die beiden Nußwellen A und B mit gleicher Geschwindigkeit nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Um dies zu erreichen, sind diese Wellen mit gleichen Zahnrädern C und D versehen, welche in einander eingreifen. Die Umdrehung wird durch die Kurbelwelle GK nur der einen Nuß A mit

*) S. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV, S. 402.

Hülfe der Vorgelegsräder EF ertheilt. Das freie Ende der Kette könnte zwar von der oberen Nuß B einfach herabhängen, doch hat man, um eine

Fig. 55.



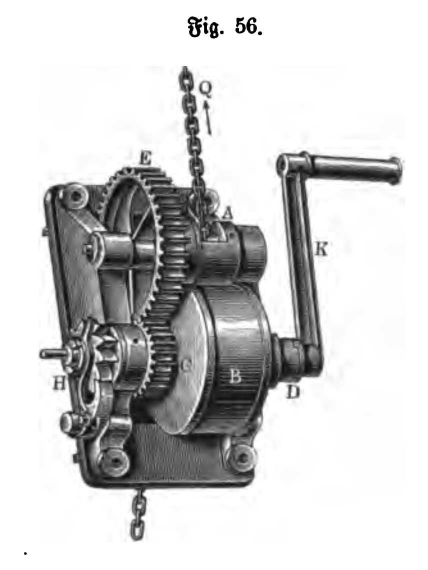
immer gleichmäßige Kettenspannung zu erhalten und einer Verwickelung der Ketten vorzubeugen, die Anordnung so getroffen, daß die bei O befestigte Kette in ihrer herabhängenden Schleife eine lose Rolle J mit einem kleinen Spanngewichte L aufnimmt.

Bei dieser Winde entfällt zwar die Kettentrommel und man erreicht gleichzeitig den Vortheil einer bedeutenden Umsetzung oder Kraftsteigerung, weil die Last nur den geringen Halbmesser der Kettennuß zum Hebelarme hat; jedenfalls wird aber auch gerade wegen dieses kleinen Halbmessers die Kettenreibung eine beträchtliche und der Verschleiß der Kette ein großer sein. Letzterer Uebelstand dürfte hier um so mehr ins Gewicht fallen, als der Betrieb nur so lange ohne Störung vor sich gehen kann, als die Kettenglieder ihre gleich große und richtige Länge bewahren.

Die letztere Bedingung einer vollkommen gleichen Länge der Kettenglieder, welche beiläufig auf die Dauer kaum mit Sicherheit zu erreichen sein dürfte, ist weniger von Bedeutung bei der Winde von Stauffer. Bei derselben ist zwar ebenfalls eine Kettennuß A, Fig. 56 (a. f. S.), mit Vertiefungen für die Kettenglieder zur Anwendung gebracht; da aber die Kette nicht um

diese Nuß herumgeführt, sondern nur zwischen derselben und der Trommel B hindurchgezogen wird, so werden von der Nuß nur wenige Kettenglieder gleichzeitig erfaßt, so daß eine mäßige Verlängerung der Kettenglieder ohne störenden Einfluß auf den Gang der Vorrichtung bleibt. Diese Winde bietet außerdem in ihrer Einrichtung viele Vortheile, namentlich in Betreff der Sicherheit beim Anhalten und Niederlassen der Last. Die erwähnte Trommel B nämlich, welche mit dem Triebrade C aus einem Stücke gegossen ist, wird beim Vorwärtsdrehen der Kurbel K vermittelst einer Kuppelung D mitgenommen, so daß durch den Eingriff des Triebrades C in das größere Zahnrad E auf der Nußwelle die letztere langsam umgedreht wird, wobei die Kette zwischen der Nuß A und der Trommel B hindurchgezogen wird. Das auf der Kurbelwelle befestigte Sperrrad H hindert vermittelst des Sperrkegels J das Rückwärtsgehen der Kurbelwelle und auch dasjenige der Trommel B mit dem Getriebe C, so lange die Trommel durch die Kuppelung D mit der Kurbel verbunden ist. Durch einen leichten Druck nach rückwärts auf die Kurbel wird die gedachte Kuppelung D indessen aus der Trommel ausgerückt, so daß nunmehr unter Einfluß der sich selbst überlassenen sinkenden Last Q die Trommel wegen der Zahnräder mit vergrößerter Geschwindigkeit lose auf der Kurbelaxe rückwärts gedreht wird. Bei einfachem Loslassen der Kurbel wird die Kuppelung sofort von selbst wieder eingerückt, so daß nunmehr durch den Sperrkegel J ein weiteres Rückwärtsgehen verhindert ist. Damit ferner das Niedersinken der Last mit gleichmäßiger Geschwindigkeit geschehe, wird ein künstlicher Bremswiderstand durch die Drehung der Trommel selbst in folgender Art hervorgerufen. In der Trommel sind mehrere Sectoren von Blei derartig angebracht, daß sie, an der Rotation Theil nehmend, durch die hierbei erlangte Centrifugalkraft nach außen getrieben, den erforderlichen Bremswiderstand hervorbringen, welcher, da er mit der Geschwindigkeit zunimmt, alsbald eine solche Größe erreicht, bei welcher ein Beschleunigen durch die sinkende Last nicht mehr herbeigeführt wird. Um beim plötzlichen Anhalten durch Loslassen der Kurbel Stoß-

Fig. 56.



wirkungen thunlichst zu vermeiden, ist die Kuppelung mit einer gewissen Elasticität begabt. Eine besonders große Sicherheit ist dieser Winde deswegen zuzuerkennen, weil das gänzliche Anhalten hierbei keinerlei Operation des Arbeiters, sondern nur das Loslassen der Kurbel erheischt.

Aufzüge. Die Aufzüge werden zum Heben von Baustücken, Waaren oder Gütern, Getreide, Kohlen, Erzen u. s. w. angewendet und danach als Bau-, Waaren- oder Güteraufzüge, Kohlen- und Erz- oder sogenannte Gichtaufzüge bezeichnet. Man kann zwei Aufzugssysteme unterscheiden, bei dem einen wird die Last durch eine Kette ohne Ende ununterbrochen aufgezogen, bei dem anderen kommt ein Seil oder eine Kette zur Verwendung, so daß die Last wie bei den oben betrachteten Winden am freien Seil- oder Kettenende hängt. Bei den Aufzügen mit Kette ohne Ende ist die Kette entweder mit besonderen Aufziehschlägen zur Aufnahme der Last versehen, oder sie erhält Haken, womit sie die emporzuhebende Last oder das Gefäß, in welchem dieselbe enthalten ist, ergreift. In beiden Fällen wird das Fortlaufen der Ketten und das Emporsteigen der Last durch Umdrehung der Welle bewirkt, auf welcher das eine Rad oder das eine Räderpaar festsitzt, um welches die Kette ohne Ende sich legt. Aufzüge, welche die Last durch ein Seil mit Ende emporheben, arbeiten entweder mit einer Trommel, auf welche sich das Seil während des Aufsteigens der Last aufwickelt, oder mit einem Kolben, welcher durch den Druck des Dampfes oder Wassers in Bewegung gesetzt wird und dabei das Seil mit sich fortzieht. Die Umdrehung der Trommel kann entweder durch die Kraft der Menschen oder die des Wassers, Dampfes u. s. w. bewirkt werden. §. 14.

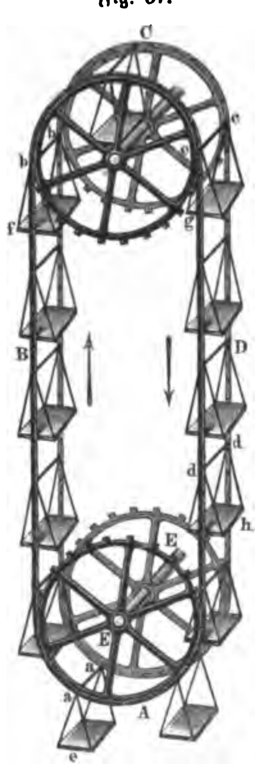
In den meisten Fällen sind diese Aufzüge nur mit einem Ziehseile versehen, und es ist deshalb nöthig, daß dasselbe wieder herabgelassen wird, bevor es eine neue Last erfassen und emporheben kann. Um dieses Zurückgehen des Ziehseiles zu reguliren, zumal, wenn dasselbe noch ein leeres Gefäß oder eine Schale zur Aufnahme der Last trägt, bedient man sich eines Gegengewichtes oder einer Bremse. In selteneren Fällen wendet man, wie bei der im Folgenden abzuhandelnden Schachtförderung zwei Zugseile mit zwei Gefäßen an, so daß immer während des Aufsteigens der Last das leere Gefäß niedersinken kann. Um die rückgängige Bewegung der Aufzüge hervorzubringen, hat man Aus- und Einrückzeuge anzubringen, wie dieselben aus Thl. III, 1 bekannt sind.

Hat man es mit einer lockeren Fördermasse zu thun, so kann man auch den Aufzug in einer Eimer- oder Becherkette bestehen lassen. Es gehören hierher die sogenannten Elevatoren, welche zum Emporheben des Getreides oder Mehles in Mühlen angewendet werden, und in gewissem Grade auch

die sogenannten **Baggermaschinen** zum Ausbaggern oder Reinigen der Flußbetten und Häfen von Sand, Schlamm u. s. w.

Ein **Gichtaufzug mit Kette ohne Ende** ist in Fig. 57 abgebildet. *A* und *C* sind zwei Paar mindestens 2 m hohe Eisenscheiben mit keilförmigen Zähnen, und *ABCD* sind zwei um beide Scheibenpaare gelegte schmiedeeiserne Laschenketten, zwischen deren Glieder die Zähne der Scheiben greifen, so daß diese Ketten von den umlaufenden Scheiben mitgenommen werden. Die beiden Ketten sind in gewissen Abständen durch schmiedeeiserne Bolzen *aa*, *bb*, *cc*, ... mit einander verbunden, an welchen die Aufziehschalen *e*, *f*, *g*, *h* u. s. w. hängen, die zur Aufnahme der Lasten oder der die Erze enthaltenden Aufziehgefäße dienen. Die Welle *EE* des unteren Scheibenpaares wird mittelst eines Räderwerkes durch ein Wasserrad oder eine Dampfmaschine langsam umgedreht, so daß die Ketten eine kleine Geschwindigkeit von etwa 0,15 m annehmen. Wird die Last, z. B. ein Erzkasten, auf die emporsteigende Schale *e* gestellt, so steigt dieselbe allmälig empor, und ist diese Schale oben, z. B. in *f*, angelangt, so kann man diese Last wieder von dem Aufzuge abheben. Nachdem man das Gefäß ausgeleert hat, setzt man es wieder auf eine Aufziehschale, welche nun mit demselben auf der anderen Seite des Aufzuges herabsinkt, so daß es unten vom Aufzuge abgenommen und von Neuem gefüllt werden kann. Uebrigens ist es mit keinem wesentlichen Nachtheil verbunden, wenn das Abheben eines gefüllten oder leeren Gefäßes einmal aus Versehen unterblieben ist; ein solches macht dann noch einen Umlauf mehr, erfordert dabei aber weiter keinen Arbeitsaufwand, da es beim darauf folgenden Sinken fast eben so viel Arbeit verrichtet, als es beim nächstfolgenden Steigen beansprucht.


Fig. 57.



Man kann auch die Aufziehschalen ganz entbehren, wenn man die Ketten ohne Ende mit Bolzen oder Haken versieht, womit sie die Last oder das Gefäß, welches dieselbe enthält, ergreifen.

Bei dem in Fig. 58 nur theilweise abgebildeten Gichtaufzuge besteht das aufzuziehende Gefäß in einem Hund oder Wagen *A*, dessen Seitenwände

Fig. 58.

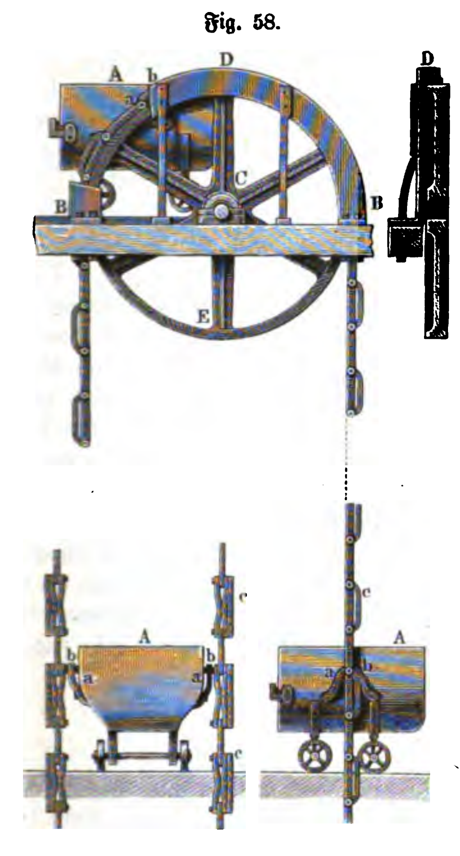
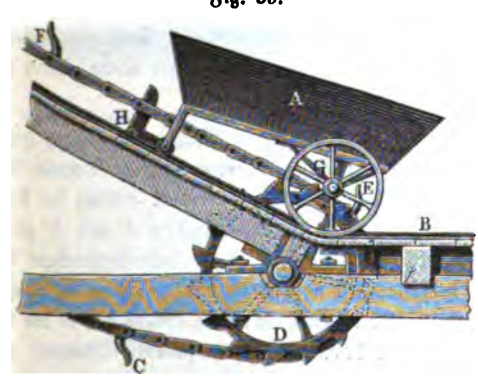




Fig. 59.



mit Haken *a a* ausgerüstet sind, die von den Bolzen *b b* der Aufziehketten ergriffen werden und sich erst davon wieder losmachen, wenn der Wagen oben angekommen ist. Diese Wagen werden auf einer Schienenbahn unten zugeführt und auf eine solche oben abgesetzt. Die obere Schienenbahn erhält so viel Gefälle, daß sich die Wagen durch ihre eigene Schwere von dem Aufzuge entfernen und der Gicht zulaufen. Die ausgeleerten Wagen werden auf einer zweiten Bahn wieder niedergelassen. Damit die Ketten durch die excentrisch wirkende Wagenlast nicht schief oder gar von den Scheiben herabgezogen werden, sind sie noch mit besonderen Gliedern *c c* versehen, und die Scheiben *CE* an den Stellen, wo die Ketten aufliegen, mit festen rinnenförmigen Leitungen *B D B* für diese Glieder umgeben.

Die Einrichtung eines Gichtaufzuges mit endloser Kette und gegen den Horizont geneigter Bahn ist aus Fig. 59 zu ersehen, welche den

unteren Theil desselben, und zumal die Art und Weise wie der **Wagen von** den Haken an der Kette ergriffen wird, vor Augen führt. Der **Wagen** A wird auf der Schienenbahn B zugeführt und die endlose Kette $CDEF$ über eine Rolle oder Scheibe DE geleitet, deren Zähne zwischen die **gabel**-förmigen Glieder der Kette greifen. In Abständen von etwa 3 m **von ein**-ander sind die ungefähr je 0,3 m langen Kettenglieder mit Haken $C, E, F \ldots$ versehen, welche die hintere Wagenaxe G ergreifen und so den **Wagen mit** emporнehmen, bis er sich, oben angekommen, von selbst aushängt, **und auf** einer geneigten Bahn ohne äußere Beihülfe der Gicht zuläuft. Die **obere** Scheibe befindet sich über dem Gichtboden und wird mittelst Räderwerk **durch** Dampf- oder Wasserkraft in Umdrehung gesetzt. Damit die Wagen **beim** etwaigen Zerreißen der Ketten nicht herabstürzen und Schaden anrichten, **sind** noch kleine Winkelhebel H längs der Bahn angebracht, welche **zwar die** Wagenaxe aufwärts gehen lassen, sich aber dem Rückwärtsgehen **derselben** entgegensetzen. Das Zurücklassen der leeren Wagen erfolgt auf einer **Seiten**-bahn und mittelst eines gewöhnlichen Bremshaspels.

Sieht man von den Nebenhindernissen ab, so kann man den **Arbeits**-aufwand eines Aufzuges mit endloser Kette leicht wie folgt berechnen. **Es** sei das Gewicht der Fördermasse in einem Gefäße oder Wagen $= Q$, **die** Förderhöhe $= h$ und die Anzahl der in einer Minute zu hebenden **Gefäße** oder Wagen $= n$. Die Leistung pro Gefäß ist dann $= Qh$, folglich **die** pro Minute nQh, und daher die pro Secunde:

$$L = \frac{n}{60}\, Q\, h.$$

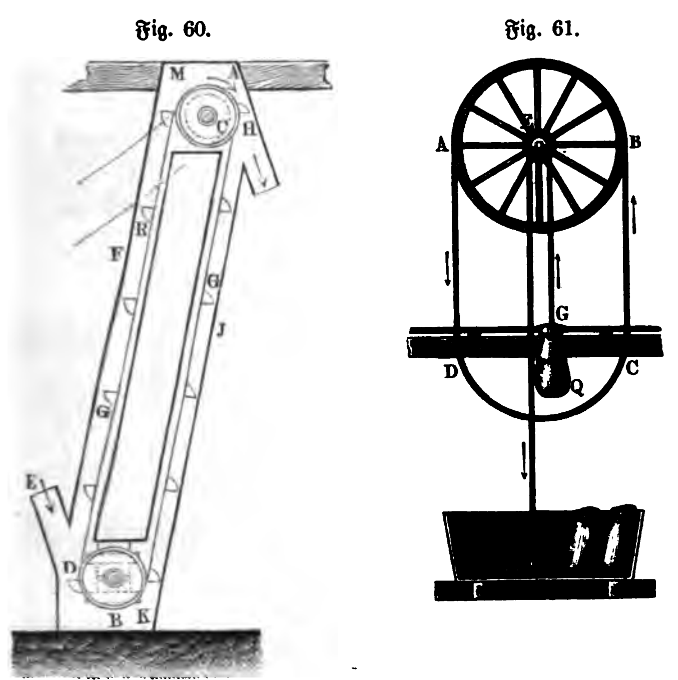
Diese Formel gilt jedoch nur dann, wenn das leer niedersteigende Förder-gefäß G, wie z. B. in Fig. 57, dem aufsteigenden vollen zu Hülfe kommt. Außerdem ist $L = \frac{n}{60}(Q + G)\, h$ zu setzen.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Last in verticaler Richtung aufsteigt, ist durch $v \sin \alpha$ gegeben, wenn v die Geschwindigkeit der Kette und α den Neigungswinkel der Bahn gegen den Horizont bedeutet.

Die Einrichtung eines Elevators, wie er in Mahlmühlen zum Heben des Kornes oder Schrotes aus einer Etage in eine darüber liegende **An**-wendung findet, ist aus Fig. 60 zu ersehen. Hierbei ist anstatt der Kette ein endloser Riemen R über die beiden glatten Scheiben A und B gelegt, von denen die obere durch eine Riemenscheibe C in ununterbrochene Be-wegung gesetzt wird. Der Riemen ist auf seiner ganzen Länge in gleichen Abständen mit kleinen Bechern G aus Blech versehen, welche bei D das von dem Mahlgange durch die Schrotrinne E herabfallende Mahlgut auf-nehmen, um es bei H in der oberen Etage wieder auszuschütten. Um ein

Rutschen des Riemens zu vermeiden, ist derselbe hinreichend gespannt zu erhalten, zu welchem Behufe die Axe der unteren Scheibe in der Regel durch Keile zum Verstellen eingerichtet wird. Um bei dem Ausschütten ein Zurückfallen des Materials zu verhüten, giebt man dem Riemen eine Neigung von etwa 12 bis 15° gegen die Verticale. Zur Vermeidung des Verstäubens von Schrot sind die Riemen mit kanalförmigen hölzernen Rinnen *F* und *J* umbaut und die Scheiben in hölzernen Kästen *K* und *M* untergebracht. Ueber die Einrichtung der Baggermaschinen siehe weiter unten ein Näheres.

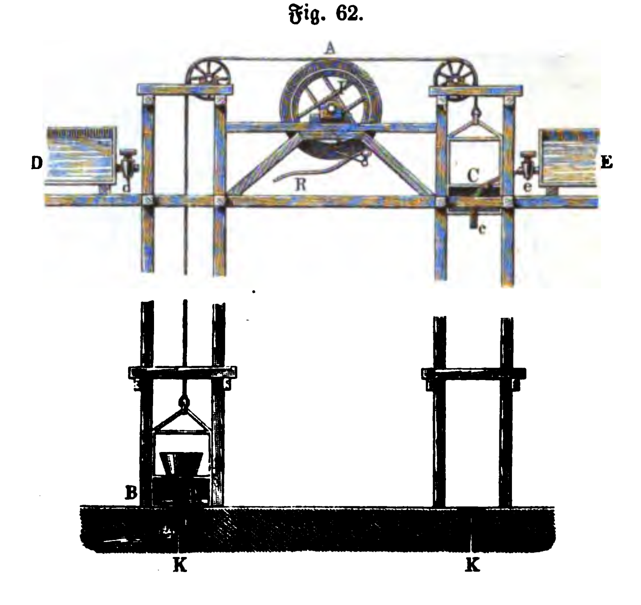
Fig. 60. Fig. 61.



Anmerkung. Die Aufzüge mit endlosen Ketten leiden an dem Uebelstande aller Kettentransmissionen, daß die Kettenglieder sich mit der Zeit verlängern und nicht mehr gehörig mit den Zähnen der Scheiben zum Eingriffe kommen, und daß zwischen den Kettengliedern vielfache Reibungen auftreten. Einen Aufzug, wie in Fig. 58, hat Cavé zum Schachtfördern empfohlen (s. Armengaud's Génie industriel, deutsch Dingler's polytechn. Journal, Bd. CXXVI, oder Polytechn. Centralblatt, 1852). Um das Aufsteigen der gefüllten und das Niederlassen der leeren Wagen an derselben endlosen Kette möglich zu machen, wird von Cavé empfohlen, die gefüllten und leeren Förderwagen mittelst eines auf Rädern stehenden und auf einer Schienenbahn beweglichen Bodens der endlosen Kette zuzuführen und von ihr abzunehmen. Zur Förderung aus tiefen Schächten möchte diese Maschine nicht tauglich sein.

Ein einfacher Handaufzug ist in Fig. 61 (a. v. S.) abgebildet. Eine Spurscheibe AB von etwa 2 m Durchmesser läßt sich mittelst des Seiles $ABCD$ ohne Ende beliebig nach rechts oder links umdrehen, wobei sich das mehrmals um die Welle E dieser Scheibe gelegte Seil auf der einen Seite ab- und auf der anderen aufwickelt. Ist nun an dem Ende des sich aufwickelnden Seiles eine Last Q angehangen, so gelangt diese durch die Drehung der Scheibe zum Steigen, während das leere Seilende allmälig von oben nach unten herabsinkt. Hat man auf diese Weise die Last Q von F

Fig. 62.

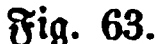


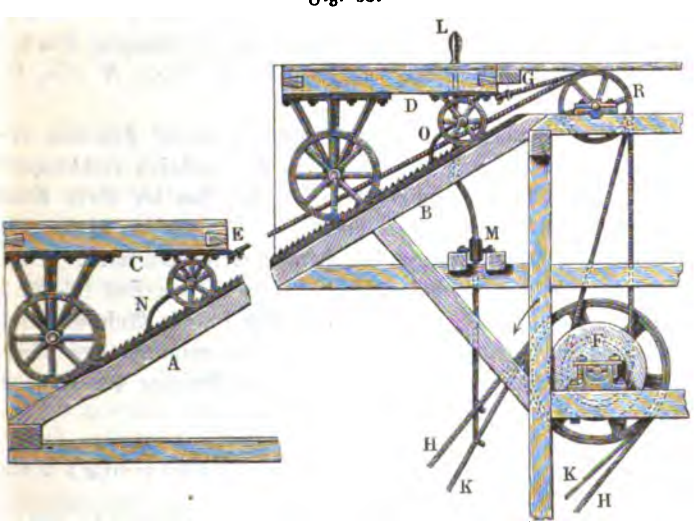
nach G gehoben und oben abgehängt, so kann man an das herabgesunkene leere Seilende eine neue Last hängen, und diese durch Umdrehung der Scheibe in umgekehrter Richtung zum Steigen bringen.

Wie der sogenannte Fahrstuhl oder die Stuhlwinde in Mahlmühlen eingerichtet ist, wurde bereits in Thl. III, 1, §. 171, Fig. 676 näher angegeben.

Ein Gichtaufzug mit Wasserkraft kann besonders dann sehr einfach ausfallen, wenn das Wasser auf der Höhe des Gichtbodens zufließt, weil dann die eigentliche Umtriebsmaschine ganz wegfällt. Einen solchen Aufzug führt Fig. 62 vor Augen. A ist eine große Scheibe, um welche ein Drahtseil zwei- bis dreimal gelegt ist, an dessen Enden die Aufzugschalen B und C hängen, auf welche die Fördergefäße gesetzt werden. Jede Schale hat einen doppelten Boden und bildet ein niedriges, wasserdichtes Gefäß, welches

aus einem Behälter *D* oder *E* auf dem Gichtboden mit Wasser angefüllt und durch ein Ventil *b* in dem unteren Boden wieder geleert werden kann. Soll nun eine belastete Schale empor= und gleichzeitig eine nur das leere Gefäß tragende Schale niedersteigen, so öffnet man den Hahn des Aufschlagreservoirs auf der Seite der leeren Schale und füllt das von ihrem Doppelboden gebildete Gefäß mit Wasser. Das Gewicht desselben bringt nun diese Schale zum Sinken und hebt gleichzeitig die belastete Schale in die Höhe. Ist die belastete Schale oben und die mit Wasser gefüllte unten angekommen, so öffnet sich das mit seinem Stiel auf ein Hinderniß *K* stoßende Ventil, und es fließt das Wasser aus dieser Schale, die nun ebenfalls belastet und


Fig. 63.



durch die Füllung der oben angekommenen Schale gehoben werden kann. Um das Auf= und Niedersteigen zu reguliren, ist die Scheibe *A* noch mit einem Bremsrade *F* versehen, und die beschleunigende Kraft durch Bremsen an dem Drücker *R* aufzuheben.

Ein größerer Gichtaufzug, durch Wasser oder Dampf bewegt, ist in Fig. 63 abgebildet. Derselbe besteht aus zwei neben einander aufsteigenden Schienenbahnen *A* und *B* mit einer Neigung von 30 bis 45 Grad und einer der Höhe der Gicht entsprechenden Länge. Auf jeder dieser Bahnen befindet sich ein Wagen *C*, *D* mit ungleich hohen Rädern und horizontalem Boden zur Aufnahme der in Körben, Kästen oder Wagen verpackten Förderlasten (Erze, Coaks u. s. w.). Beide Wagen sind durch ein Seil *EFG* mit einander verbunden, welches um den Korb oder die Trommel *F*

gelegt ist, und daher während der Umdrehung der letzteren den einen Wagen auf der Bahn emporzieht und den anderen herabläßt. Um die regelmäßige Abwechselung im Steigen des vollen und Herablassen des leeren Wagens zu bewirken, muß die Trommel abwechselnd zum Rechts- und Linksumlaufen eingerichtet und daher noch ein Aus- und Einrückzeug angebracht sein. Das letztere kann in einem Zahnräderwerke, wie Thl. III, Fig. 650 oder 651, oder in einem Riemenräderwerke, wie Fig. 670, bestehen. Bei dem abgebildeten Aufzuge ist das letztere angewendet. Von den beiden Riemen H und K, welche die Umtriebskraft auf die Korbwelle übertragen, ist der eine offen, der andere gekreuzt, und je nachdem durch den Rückhebel LMK der eine oder andere Riemen auf seine feste Riemenscheibe geschoben wird, kommt die Korbwelle nach der einen oder anderen Richtung in Umdrehung. Die gezahnten Schienen längs der Bahn dienen dazu, bei etwaigem Bruche eines Seiles den betreffenden Wagen mittelst der Sperrklinke N oder O aufzuhalten.

Ist G das Gewicht eines Wagens incl. der darauf stehenden leeren Fördergefäße und Q das Gewicht der in den Fördergefäßen enthaltenen Nutzlast, so hat man für den Zustand der Ruhe den Zug der Seile E und G bezw. zu $S_1 = (G + Q) \sin \alpha$ und $S_2 = G \sin \alpha$, wenn unter α der Neigungswinkel der Bahn gegen den Horizont verstanden wird. Bezeichnet nun η' den Wirkungsgrad des aus dem Wagen C, dem Seil E, der Rolle R und der Trommel F bestehenden Getriebes für die Aufwärtsbewegung des Wagens, und ist (η') der Wirkungsgrad der entsprechenden Theile des Wagens D für den Niedergang, so ist der am Umfange der Trommel zu überwindende Widerstand ausgedrückt durch

$$W = P = \frac{S_1}{\eta'} - (\eta')\, S_2 = \frac{1}{\eta'}\, (G + Q) \sin \alpha - (\eta')\, G \sin \alpha.$$

Ohne schädliche Widerstände, also für $\eta' = (\eta') = 1$, hätte man $W = P_0 = Q \sin \alpha$, daher der Wirkungsgrad der ganzen Aufzugsvorrichtung durch

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{\frac{Q}{\eta'} + G\left(\frac{1}{\eta'} - (\eta')\right)}.$$

Man erkennt hieraus, daß das todte Gewicht des Wagens und der Fördergefäße von bedeutendem Einflusse auf den Wirkungsgrad der Aufzugsvorrichtung sein kann, und die der Rechnung oftmals zu Grunde gelegte Voraussetzung, daß die todten Gewichte als beiderseits sich abbalancirend außer Betracht gelassen werden können, fast immer unzulässig ist.

Beispiel. Bei einem geneigten Gichtaufzuge nach Art von Fig. 63 sei der Neigungswinkel $\alpha = 30^0$, die Nutzlast eines Wagens sei zu 1000 kg, das Eigen-

gewicht eines Wagens incl. der leeren Gefäße zu 800 kg angenommen. Nimmt man für den Wagen, die Leitrolle und die Seiltrommel einen Wirkungsgrad von $\eta = 0{,}90$ sowohl für den Aufgang wie den Niedergang an, so daß die Reibungswiderstände an den Wagenaxen und der Rollenaxe und die Seilsteifigkeit 10 Proc. der Arbeit verzehren, so hat man den Widerstand am Umfange der Seiltrommel zu

$$P = \frac{1800}{0{,}90} \sin 30^0 - 0{,}90 . 800 \sin 30^0 = 1000 - 360 = 640 \text{ kg},$$

während man ohne Nebenhindernisse $P_0 = 1000 . \sin 30^0 = 500$ kg hätte, daher der Wirkungsgrad zu $\eta = \frac{500}{640} = 0{,}781$ sich bestimmt. Soll die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel pro Secunde 0,5 m betragen, so ist durch den Betriebsriemen eine Leistung von $640 . 0{,}5 = 320$ mkg per Secunde, entsprechend $\frac{320}{75} \doteq 4{,}27$ Pferdekraft zu übertragen. Die Zeit einer Förderung auf die Höhe $h = 16$ m beträgt dann

$$t = \frac{16}{0{,}5 . \sin 30^0} = 64 \text{ Secunden.}$$

Ein sehr interessanter Aufzug*) mit geneigter Bahn diente beim Bau des Suez-Kanals zur Beförderung der von den Dampfbaggern gehobenen Massen nach den Ufern. Aus Fig. 64 (a. f. S.) ist die Einrichtung dieser Elevatoren im Wesentlichen ersichtlich. Zwei große eiserne Fachwerksträger A, welche mit einander durch kräftige Querverbindungen zu einem starken Gerüste verbunden sind, tragen die Schienen a einer geneigten Bahn, auf welcher ein Wagen W mit vier Rädern rollt, welcher die Windetrommel trägt, an deren beiden Ketten der mit Baggermasse gefüllte Kasten K hängt. Das Gerüst ruht bei C auf einer längs dem Ufer verschiebbaren Plattform D und bei E auf dem Schiffsgefäße S, welches zur Aufnahme der Dampfmaschine dient, von der die Bewegung der Winde ausgeht. Die Verbindung des Gerüstes A mit dem Schiffsgefäße ist nach Art von Universalgelenken so gemacht, daß das Gerüst den Veränderungen des Wasserspiegels folgen kann, und ist auch die Plattform D nach Art einer Drehscheibe um eine verticale Axe beweglich gemacht. Durch die Dampfmaschine wird eine auf dem Schiffe befindliche Trommel T umgedreht, welche bei ihrer Drehung zwei parallele Drahtseile s auf sich wickelt, die um die festen Leitrollen L in dem Schnabel des Gerüstes geführt und mit den Enden an zwei größeren Trommeln V auf der Vorderaxe des Wagens W befestigt sind. Mit diesen Trommeln V sind zwei kleinere Trommeln zusammengegossen, in deren Kettenhaken der zu hebende Kasten K eingehängt wird. Beim Aufwickeln des Drahtseiles auf die Trommel T werden zunächst die Scheiben V und

*) E. u. A. Oppermann, Portefeuille des Machines. 1869, p. 28.

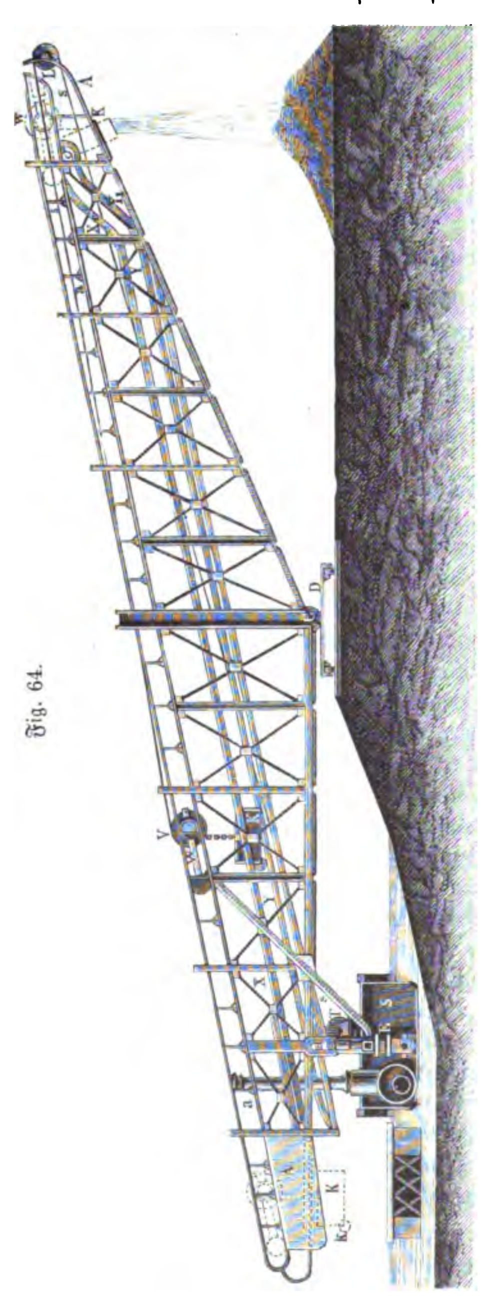


Fig. 64.

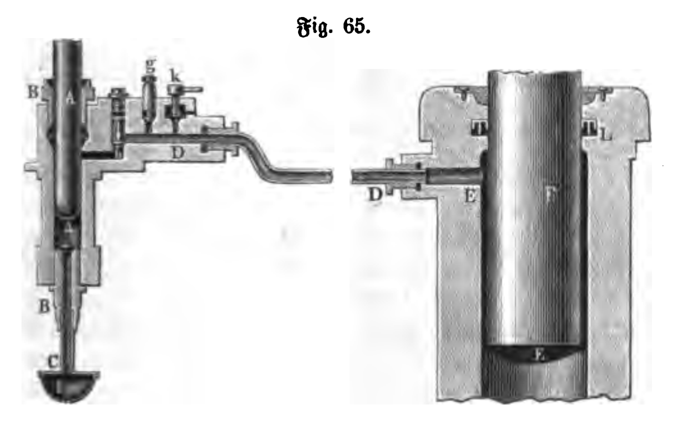
die mit ihnen verbundenen Kettentrommeln umgedreht, so daß der Kasten *K* vertical aufsteigt. Diese verticale Hebung dauert aber nur so lange an, bis der Kasten *K* mit zwei an seiner Hinterwand befestigten Laufrollen *k* gegen die beiderseits an dem Gerüste angebrachten Zwangschienen *X* stößt, welche ein weiteres verticales Aufsteigen des Kastens und daher eine weitere Drehung der Trommeln *V* verhindern. Der auf *V* fernerhin ausgeübte Zug der Drahtseile veranlaßt in Folge dessen ein Fortrollen des Wagens *W* mit dem angehängten Kasten *K* auf den Schienen *a*, bei welcher Bewegung der Kasten *K* dadurch in horizontaler Lage erhalten wird, daß die beiden Laufrollen *k* zwischen der Zwangschiene *X* und einer damit parallelen Schiene *Y* geführt werden. Diese beiden Führungsschienen *X* und *Y* sind in dem äußeren Theile des Gerüstes bei X_1 Y_1 so gebogen, daß der Kasten *K* durch den Druck der Leitschienen gegen die Rollen *k* selbstthätig umkippt und die Masse ausschüttet. In diesem Augenblicke wird die Dampfmaschine angehalten und

nach geschehener Entleerung des Kastens in umgekehrter Richtung gedreht, wobei der Wagen *W* mit dem leeren Kasten unter Einfluß des Eigengewichtes zurückrollt und ein anderer gefüllter Kasten in derselben Weise gehoben werden kann.

Solcher Elevatoren waren beim Bau des Suez-Kanals im Ganzen 18 in Gebrauch, die durchschnittliche Neigung der Bahn betrug etwa 0,23, die äußersten Enden des Gerüstes lagen 3 m und 14 m über dem Wasserspiegel, und jeder Modderkasten hatte einen räumlichen Inhalt von 3 cbm.

Hydraulische Winden. In neuerer Zeit sind vielfach Hebevorrichtungen in Anwendung gekommen, welche auf dem Princip der hydraulischen Presse beruhen, d. h. bei welchen der Druck stark gepreßten Wassers auf die Fläche eines in einem cylindrischen Gefäße dicht schließenden Kolbens dazu verwendet wird, eine auf dem Kolben ruhende Last zu heben. Die wesentliche Einrichtung einer hydraulischen oder Bramah'schen Presse ist aus Fig. 65 zu ersehen. Von einer kleinen Druckpumpe, deren §. 15.

Fig. 65.



cylindrischer (Plunger) Kolben *A* durch Hand- oder Maschinenkraft eine auf- und niedersteigende Bewegung erhält, wird das aus einem Wasserbehälter durch das Saugrohr *B C* angesaugte Wasser durch die Röhre *D D* in einen starken gußeisernen Cylinder *E* gepreßt. Hierbei wirken das Saugventil *a* und das Steigventil oder Druckventil *b* in der bei gewöhnlichen Druckpumpen üblichen Art, worüber in dem Artikel über Pumpen das Nähere angegeben werden wird. Das belastete Sicherheitsventil *g* verhindert eine übermäßige Pressung des Wassers, welche die Festigkeit der Röhren gefährden könnte, während das Schraubenventil *k* nach seiner Eröffnung ein Zurückfließen des Wassers aus dem Preßcylinder *E* ermöglicht. In dem

letzteren ist, durch einen Lederring L dicht schließend, der genau cylindrisch abgedrehte Preßkolben F geführt, dessen oberer Kopf bei Pressen zur Ausübung des gewünschten Druckes und bei Hebevorrichtungen zur Aufnahme der zu hebenden Last entsprechend vorgerichtet ist. Wenn durch die Pumpe AB in besagter Weise Wasser nach dem Preßcylinder E gefördert wird, so muß dasselbe, auf die Endfläche des Kolbens F drückend, den letzteren mit einer Kraft Fp aus dem Cylinder herauszuschieben suchen, wenn F den Querschnitt dieses Kolbens und p den Druck des Wassers pro Flächeneinheit bezeichnet. Dieser Druck p, welcher, wenn von hydraulischen Hindernissen abgesehen wird, in dem Preßcylinder ebenso groß ist, wie in der Pumpe, ergiebt sich nun zu $p = \frac{P}{f}$, wenn f den Querschnitt des Pumpkolbens A und P diejenige Kraft bedeutet, welche nach Abzug der Stopfbüchsenreibung auf den Pumpkolben A durch die äußere Betriebskraft ausgeübt wird. Sonach findet man den von dem Preßkolben F zu überwindenden Widerstand zu

$$Fp = \frac{F}{f} P,$$

d. h. man hat durch die gewählte Einrichtung die Betriebskraft P des Pumpkolbens A in dem Verhältnisse der beiden Kolbenquerschnitte $\frac{F}{f} = \frac{D^2}{d^2}$ gesteigert. Selbstverständlich wird die Kolbenverschiebung in demselben Verhältnisse geringer werden. Durch die Nebenhindernisse wird die von dem Hebekolben F nach außen übertragene Kraft vermindert, und zwar bildet in dem vorliegenden Falle die Reibung des Kolbens in seiner Liderung das bedeutendste Nebenhinderniß, indem die Bewegung des Wassers in dem Apparate meist so langsam vor sich geht, daß die hieraus folgenden Arbeitsverluste gegen die Kolbenreibungen vernachlässigt werden können, wenigstens gilt dies für die Pressen mit Handbetrieb. Bei solchen, welche durch Dampfkraft mit größerer Geschwindigkeit bewegt werden, hätte man die einzelnen hydraulischen Widerstände des Wassers beim Durchgang durch die Ventile 2c. nach den in Thl. I, Abschn. VII angegebenen Regeln zu bestimmen. Die Kolbenreibung kann man nach den hierüber angestellten Versuchen proportional dem Kolbendrucke annehmen, so daß man, unter φ den betreffenden Reibungscoefficienten verstanden, die von dem Hebekolben nach außen übertragene Kraft nur zu $(1 - \varphi) \frac{F}{f} P$ anzunehmen hat. Ueber die Größe von φ wird weiter unten das Nähere angegeben werden.

In Fig. 66 ist eine hydraulische Bau- und Wagenwinde dargestellt, bei welcher der Preßcylinder F das Gestell bildet, durch dessen oberen Hals

der cylindrische Hebekolben K heraustritt, während der erweiterte Fuß G als Reservoir für die Flüssigkeit dient. Der Pumpencylinder B ist ebenfalls mit dem Gestelle aus einem Stück bestehend gebildet, und es ist aus der Figur ersichtlich, in welcher Art der Kraftkolben A durch den um C schwingenden Hebel CD seine Bewegung erhält. Die Anfüllung des Behälters G mit Flüssigkeit, zu welcher man in der Regel des Einfrierens wegen nicht Wasser, sondern Oel oder Glycerin wählt, geschieht durch die Füllöffnung S, und durch ein mit der Schraube H verbundenes Ventil wird die Communication zwischen dem Cylinder F und dem Behälter G herbeigeführt, wenn man die Last senken will.

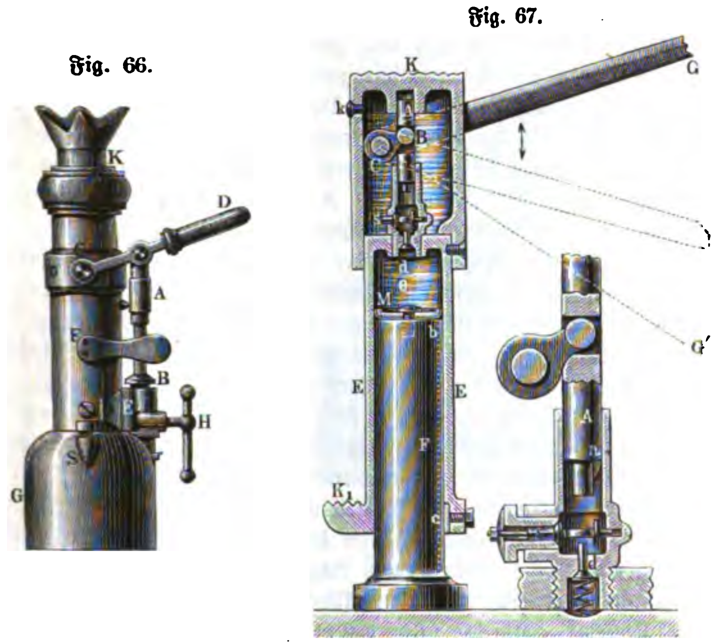


Fig. 66. Fig. 67.

Bei der angegebenen Einrichtung ist es ein Uebelstand, daß der Pumpencylinder und das Ventilgehäuse wegen ihrer ausgesetzten Lage leicht Beschädigungen und Brüchen unterworfen sind. Man hat daher verschiedene Constructionen *) ersonnen, bei welchen jene empfindlichen Theile im Innern der Winde untergebracht sind, wodurch man eine größere Sicherheit vor Beschädigungen, allerdings auf Kosten der leichten Zugänglichkeit erlangt. Von den verschiedenen derartigen Anordnungen sei hier nur diejenige von Tangye Brothers, Fig. 67, angeführt. Um die Winde gleichzeitig mit einer Fuß-

*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1866, S. 707.

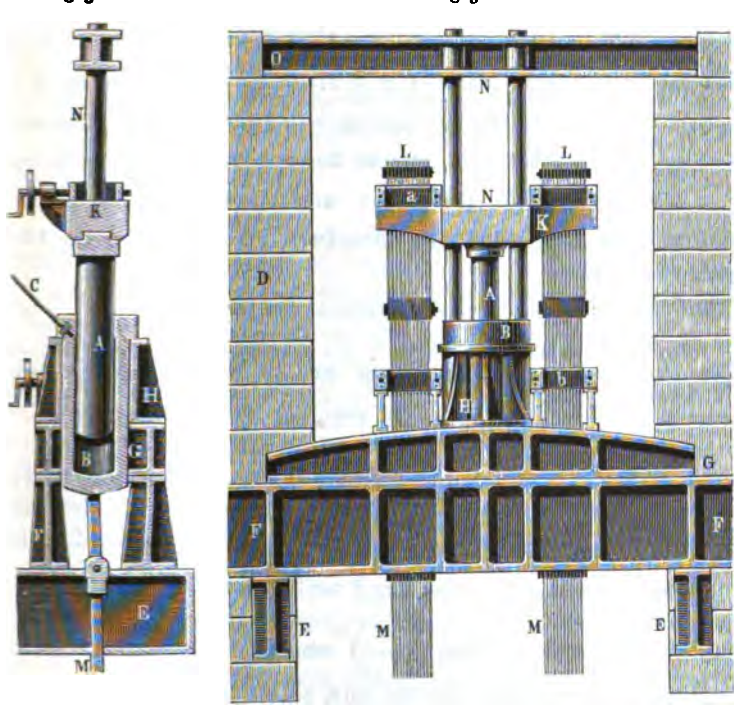
klaue K_1 versehen zu können, ist hierbei auf dem cylindrischen Ständer F die ausgebohrte Röhre EE, durch die Manschette M gedichtet, vertical verschiebbar, bei welcher Bewegung ein in E eingesetztes Keilstück c durch seine Führung in der Nuth cb eine etwaige Drehung des Cylinders E verhindert. Der auf den Hebecylinder aufgesetzte Windekopf K bildet hierbei das durch die Schraube k zu füllende Oelreservoir, aus welchem durch das Spiel des Kolbens A die Flüssigkeit durch das Saugventil s angesaugt und durch das Druckventil d in den Raum e zwischen dem Kolben F und dem Cylinder E gepreßt wird. In welcher Art die Bewegung des Kolbens K von dem Hebel CBG geschieht, ist aus der Figur deutlich. Um die Last zu senken, hat man den Hebel G in die tiefstmögliche Lage G' zu drücken, wobei der Kolben A das Druckventil nach unten hin öffnet und gleichzeitig mit einem Ansatze a das Saugventil s zurückzieht; zu dem Zwecke kann das Ende von A durch die ringförmig gebildete Stange des Saugventils s hindurchtreten, um sich auf das Druckventil d zu setzen. Diese Winde ist bei einem inneren Durchmesser des Hebecylinders E von 89 mm und einem Kolbendurchmesser des Pumpkolbens $A = 19$ mm für eine Maximallast von 30 Tonnen = 30 000 kg berechnet.

Zum Heben der Röhrenträger der in Thl. II. erwähnten Britannia-Brücke*) wurden sehr kräftige hydraulische Pressen angewendet. Dieselben standen im Innern der thurmförmigen Brückenpfeiler 40 Fuß (engl.) über den Auflagerflächen der Röhren, und wurden die zugehörigen Druckpumpen durch Dampfmaschinen von je 40 Pferdekräften in Bewegung gesetzt. Die zu hebenden Röhrenstücke von 460 Fuß Länge und je 1726 Tonnen Gewicht waren an ihren Enden mit gußeisernen Rahmen ausgerüstet, an welche je zwei acht- und neunfache schmiedeeiserne Laschenketten angeschlossen wurden, die von dem Querhaupte der Preßkolben der hydraulischen Pressen herabhingen. Die Aufstellungsweise dieser hydraulischen Winden und die Aufhängungsweise der die Röhrenenden tragenden Ketten ist aus den Figuren 68 und 69 zu ersehen. In beiden Abbildungen ist A der Preßkolben und B der Cylinder, worin der erstere von dem durch das Rohr C eingepreßten Wasser emporgeschoben wird. DD sind die Thurmmauern, E, F und G gußeiserne Balken und H ist ein besonderes gußeisernes Gestell zur Unterstützung des Preßcylinders B. Ferner sieht man in K das Querhaupt des Preßkolbens, von welchem die Tragketten herabhängen, und in N die cylindrischen Leitstangen des Preßkolbens, welche durch das Querhaupt hindurchgehen und unten auf dem Cylinder feststehen, oben aber durch einen eisernen Balken O hindurchgehen. Zum Festhalten der Ketten über dem Querhaupte dienen Klemmen a, welche durch Schrauben gegen die zwischenliegen-

*) S. Clark, „The Britannia and Convay Tubular Bridges“.

den Kettenschienen angedrückt werden können. Denselben Zweck haben auch die **Klemmen** *b*, welche angezogen wurden, wenn beim Anfange eines neuen Kolbenspieles die Ketten durch Wegnahme einer Gliederreihe verkürzt werden sollten. Um bei etwaigem Zerbersten der Presse oder Zerreißen der Ketten u. s. w. das Herabstürzen der Röhre zu verhindern, wurden die Röhrenenden gleich während ihres Aufsteigens untermauert.

Fig. 68. Fig. 69.



Drei hydraulische Pressen kamen bei der Errichtung der Britanniabrücke zur Anwendung; eine größere von 10 Fuß Länge, 11 Zoll Metalldicke und 20 Zoll lichtem Durchmesser, und zwei kleinere von je nur 18 Zoll lichtem Durchmesser; während diese gemeinschaftlich das eine Ende der Röhre hoben, wurde das andere Ende derselben von der ersten Presse allein zum Steigen gebracht. Der Kraftkolben einer Presse hatte nur $1^1/_{16}$ Zoll Durchmesser und saß mit dem Dampfkolben, dessen Durchmesser 17 Zoll betrug, auf einer und derselben horizontalen Kolbenstange. Der Schub der Dampf- und Kraftkolben betrug nur 16 Zoll, der eines Preßkolbens aber 6 Fuß. So groß war auch die Länge der Kettenglieder. Die Zeit eines Hubes von

6 Fuß (engl.) betrug 30 bis 40 Minuten, im Ganzen wurden die Träger über 100 Fuß gehoben. Die schmiedeeiserne Röhre, welche das Wasser in den Preßcylinder führte, war innen nur $\frac{1}{2}$ weit und außen 1 Zoll stark.

Beispiel. Wenn, wie in Thl. II. angegeben wird, eines der größeren Röhrenstücke der Britanniabrücke, welches je zwei Pfeiler mit einander verbindet, 1726 Tonnen wiegt, so mußte beim Heben desselben von der großen Presse allein und von den beiden kleineren Pressen zusammen eine Kraft von $\frac{1726}{2} = 863$ Tonnen ausgeübt werden. Dem Durchmesser des Preßkolbens von 20 Zoll entspricht ein Querschnitt von $\left(\frac{20}{2}\right)^2 \pi = 314{,}16$ Quadratzoll; folglich ist der nöthige Druck des Wassers im Innern der Presse auf den Quadratzoll $p = \frac{863}{314{,}16} = 2{,}747$ Tonnen, oder die Tonne $= 2240$ Pfund angenommen, $p = 2{,}747 \,.\, 2240 = 6153$ Pfund, was, wenn die Atmosphäre in englischem Maß $= 14{,}706$ Pfund gesetzt wird, einem Drucke $p = \frac{6153}{14{,}706} = 418$ Atmosphären entspricht.

Der Kraftkolben hat hierbei mindestens eine Kraft von $\left(\frac{17}{16}\right)^2 \frac{\pi}{4}\, 6153 = 5455$ Pfund auszuüben, und es ist der erforderliche Dampfdruck auf den Quadratzoll, da die Dampfkolbenfläche $8{,}5^2 \,.\, \pi = 227$ Quadratzoll mißt, $p_1 = \frac{5455}{227} = 24{,}03$ Pfund, d. i. noch nicht ganz zwei Atmosphären.

Die vorstehend besprochenen hydraulischen Winden gestatten durch die Annahme der Querschnitte des Kraftkolbens und Hebekolbens eine bedeutende Steigerung der Kraft; es ist z. B. das betreffende Umsetzungsverhältniß bei der Wagenwinde, Fig. 67, durch $\left(\frac{89}{19}\right)^2 = 21{,}94$ und bei der Hebevorrichtung der Britanniabrücke durch $\left(\frac{20}{1^1/_{16}}\right)^2 = 354{,}3$ ausgedrückt. So beträchtliche Umsetzungsverhältnisse sind durch die bei den gewöhnlichen Winden üblichen starren kinematischen Mittel wie Räder, Schrauben ꝛc. nur durch wiederholte Anordnung derselben als Vorgelege ꝛc. zu erreichen, womit, wie aus dem Bisherigen hervorgeht, eine wesentliche Verkleinerung des Wirkungsgrades verbunden ist. Dem entgegen müssen die Nebenhindernisse der vorstehenden hydraulischen Winden gering genannt werden. Dieselben bestehen hauptsächlich in der Reibung des Hebekolbens in der Stopfbüchse und in den hydraulischen Nebenhindernissen in der Pumpe. Die letzteren werden bei der Besprechung der Wasserhebemaschinen genauer ermittelt werden, man wird bei dem Wegfall jeder Rohrleitung bei den Winden nach Art der Fig. 67 von der Pumpe allein mit Sicherheit einen Wirkungsgrad von etwa 0,80 erwarten können, und nimmt man außerdem noch etwa 5 Proc.

Verlust wegen der Kolbenreibung des Hebekolbens (s. weiter unten) an, so dürfte man für derartige hydraulische Winden den Wirkungsgrad $\eta = 0,75$ als zutreffend ansehen können. Dabei sind diese Winden natürlich selbstthätig sperrende, indem das Steigventil beim Aufhören der Wasserförderung sich schließt und die Rolle einer Sperrklinke übernimmt. Bremsen sind für solche Winden ebenfalls nicht nöthig, da man durch Regulirung der Oeffnung des Rücklaufventils es ganz in der Hand hat, eine Beschleunigung der sinkenden Last zu verhindern. Ein Uebelstand dieser Winden besteht jedoch darin, daß sie, wenn sie nur zuweilen vorübergehend in Gebrauch treten, leicht in Unordnung gerathen, auch im Winter dem Zerstörtwerden durch Gefrieren des Wassers ausgesetzt sind, wenn man es nicht vorzieht, statt des Wassers Oel oder eine andere dem Gefrieren nicht ausgesetzte Flüssigkeit zur Füllung zu verwenden.

Beispiel. Wenn die Tanghe'sche Wagenwinde, Fig. 67, deren Kolbendurchmesser 19 und 89 mm betragen, die Maximallast von 30 Tonnen = 30000 kg heben soll, so ist auf den Kraftkolben unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von $\eta = 0,75$ ein Druck auszuüben von $\frac{19^2}{89^2}\,\frac{30000}{0,75} = 1823$ kg.

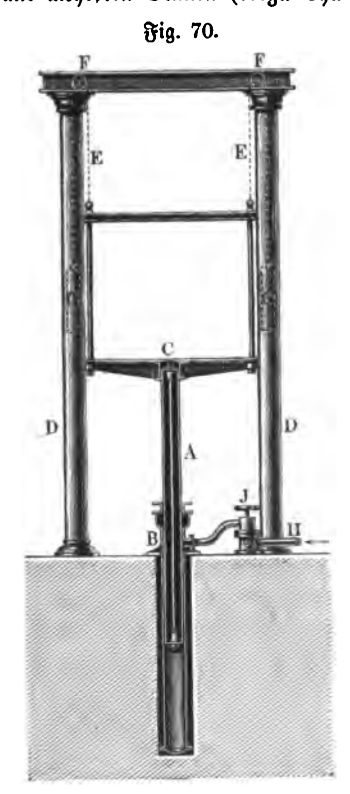
Wenn der Hebelarm für den Pumpkolben gleich 40 mm und der für die Arbeiter zu 1 m angenommen wird, so müssen dieselben für diese Maximallast mit einer Kraft von $0,040 \cdot 1823 = 72,9$ kg auf den Hebel drücken. Das gesammte Umsetzungsverhältniß zwischen der Kraft und der Last ist in diesem Falle durch $\frac{89^2}{19^2}\,\frac{1}{0,04} = 548,5$ gegeben.

§. 16. **Druckreservoire.** Anstatt das Wasser in den Cylinder einer hydraulischen Hebevorrichtung durch eine Pumpe einzupressen, kann man diesen Cylinder auch von einem hochgelegenen Reservoir aus speisen, und man wird hierdurch die Hebung erzielen können, vorausgesetzt, daß der von dem Wasser vermöge seiner Gefällshöhe ausgeübte hydrostatische Druck oder Auftrieb die hinreichende Größe hat. Letzteres ist der Fall, wenn, unter F wieder der Querschnitt des Hebekolbens, unter γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser und unter H die Höhe des Wasserspiegels im Reservoir über der unteren Endfläche des Hebekolbens verstanden, der Kolbendruck $FH\gamma$ den Widerstand Q des Hebekolbens übertrifft. Hier ist unter Q die zu hebende Last mit Einschluß der Kolbenreibung und sonstigen Nebenhindernisse zu verstehen. In Fällen, in denen Wasser von genügender Druckhöhe zur Verfügung steht, z. B. in Orten, welche mit Wasserleitung versehen sind, können solche Hebevorrichtungen sehr bequem sein, insofern sie eines besondern Motors zu ihrem Betriebe nicht bedürfen. Man hat daher neuerdings vielfach solche durch Wasserleitungen gespeiste Hebevorrichtungen in größeren Hôtels und in Speichern zur Beförderung von Personen und

Waaren nach den einzelnen Etagen in Anwendung gebracht. Das bekannteste Beispiel dieser Art ist der von Edoux*) in Paris construirte Hebeapparat, wie er angewandt wurde, um die Besucher der Pariser Weltausstellung auf das Dach des Ausstellungsgebäudes zu befördern, und wie er in Wien 1873 zu gleichem Zwecke Verwendung fand.

In Fig. 70 ist dieser Hebeapparat seinem Wesen nach dargestellt. Der aus mehreren Stücken (vergl. Thl. III, 1, Fig. 330) zusammengesetzte gußeiserne Hebekolben A, welcher dicht schließend aus dem zum größten Theil in den Erdboden eingesenkten Hebecylinder B heraustritt, trägt oberhalb die Plattform C, welche zur Aufnahme der Personen zu einem kleinen Zimmer (Kiosk) ausgebildet ist. An vier verticalen Säulen D findet diese Plattform ihre Führung und durch Ketten E, welche über Rollen F geführt und an den freien Enden mit Gegengewichten G im Inneren der Säulen belastet sind, wird das Gewicht der Plattform sammt ihrer Belastung soweit abbalancirt, daß das noch verbleibende Uebergewicht der Plattform deren selbstthätiges Niedergehen sichert. Durch das Rohr H wird das Druckwasser eingeführt und durch die Regulirungsvorrichtung J hat man es in der Hand, die Plattform wieder sinken zu lassen, wenn man dem Wasser unter Abschluß der Zuleitung aus dem Hebecylinder den Ausgang ins Freie gestattet. Der Durchmesser des Hebekolbens A betrug bei dem gedachten Apparate 0,25 m, und wurde auf den Kolben ein Maximaldruck von 1500 kg ausgeübt, was einer effectiven Wassersäulenhöhe von

Fig. 70.

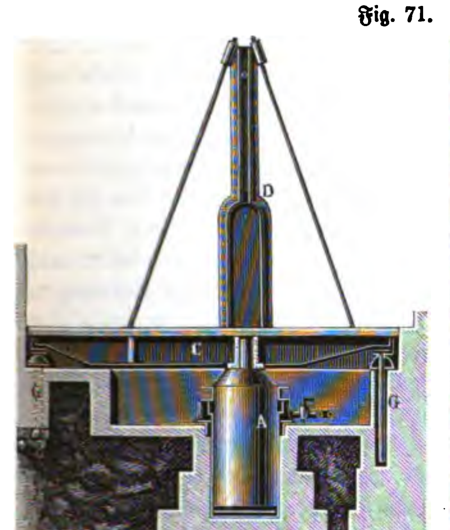


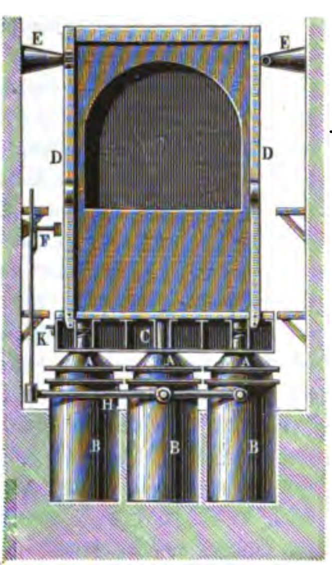
$$\frac{1500}{0{,}25^2 \frac{\pi}{4} 1000} = 30{,}57 \text{ m entspricht.}$$

*) S. Lacroix, Études sur l'Exposition de 1867, 6. Série.

Eine andere derartige Hebevorrichtung, wie sie in der Borsig'schen Locomotivfabrik *) zu Berlin dazu dient, die Locomotiven in dem Montirungsraume auf die Höhe des etwa 2 m darüber gelegenen Schienengeleises der Stettiner Eisenbahn zu heben, ist in Fig. 71 dargestellt. Hier wird die aus eisernen Trägern gebildete Plattform *C*, auf deren Schienengeleise die Locomotive gefahren ist, durch drei Hebekolben *A* gehoben, welche in neben einander stehenden Cylindern *B* beweglich sind, sobald durch die Zuleitungsröhre *H* Wasser aus einem etwa 18 m darüber gelegenen Reservoir in die Cylinder

Fig. 71.





gelassen wird. Die verticale Führung erhält dabei die Plattform durch zwei auf derselben befestigte Ständer *D*, von denen jeder durch drei Rollen gehalten wird, die in den mit dem Gemäuer verbundenen Böcken *E* angebracht sind. Die Unterstützung der gehobenen Plattform geschieht hierbei durch vier an deren Ecken angebrachte verticale Säulen *G*, unter deren Enden im gehobenen Zustande zwei Riegelschienen geschoben werden. Diese Vorrichtung dient als besondere Sicherheit gegen ein selbständiges Sinken der Plattform für den Fall, daß ein nicht vollkommenes Dichten der Hähne und Liderungen stattfindet. Das Niederlassen der Plattform wird, wie bei allen derartigen Vorrichtungen, durch Entlassung des Wassers aus den Cylindern bewirkt. Durch einen mit der Plattform verbundenen Knaggen

*) S. Wiebe's Skizzenbuch f. d. Ing. u. Maschinenbauer. Heft XXII.

K, welcher in der höchsten Stellung gegen einen Klinkhebel F stößt, ist Sorge getragen, zu rechter Zeit den selbständigen Schluß des Einlaßschiebers zu bewirken. Die Anordnung ist so getroffen, daß für geringere Lasten die beiden äußeren Cylinder abgestellt werden können, zu welchem Zwecke die Kolben derselben mit der Plattform auch nicht fest verbunden sind. Die Hebekolben dieser Vorrichtung haben Durchmesser von 1,1 m.

Wenn Wasser von genügender Druckhöhe nicht zur Verfügung steht, so kann man natürlich auch einen besonderen Motor zum Betriebe eines Pumpwerkes benutzen, welches letztere das Wasser in ein zum Zwecke der Hebevorrichtung angeordnetes Hochreservoir fördert, um von diesem aus den Hebecylinder im erforderlichen Falle zu speisen. Diese Anordnung, welche wegen ihrer indirecten Wirkung zunächst als eine empfehlenswerthe nicht erscheinen möchte, bietet doch unter gewissen Verhältnissen für Hebevorrichtungen so wesentliche Vortheile dar, daß sie in neuerer Zeit immer häufigere Anwendung gefunden hat. Diese Vortheile bestehen im Folgenden: Bei fast allen Hebevorrichtungen mit nur wenigen Ausnahmen wird die Hebearbeit periodisch während gewisser meist kleiner Zeiträume verrichtet, welche durch Ruhepausen unterbrochen werden, wie solche zum Entfernen der Lasten, Rückwärtsbewegen der Vorrichtungen, Neubelasten derselben ꝛc. erforderlich sind. Die zu diesen Nebenarbeiten erforderliche Zeit übersteigt oftmals mehrfach die Zeit des eigentlichen Hebens. Wenn z. B. bei einem durch Elementarkraft bewegten Krahn (s. unten) ein volles Spiel im Durchschnitt etwa zwei Minuten dauert, so wird zum eigentlichen Heben vielleicht nur ein Viertel dieser Zeit gebraucht, während die übrigen drei Viertel vergehen, um die Last an- und abzuhängen, den Krahn umzuschwenken und die Kette zu neuem Anhube zurückzuführen u. s. w. Eine directe Einwirkung des Motors auf die Winde würde daher auch erfordern, daß die Betriebskraft in solcher Stärke vorhanden wäre, um die gewünschte Hebearbeit in der kurzen Dauer des Hebens zu verrichten, während in der folgenden Pause der Motor abgestellt werden müßte. Dieser Uebelstand, welcher also starke Motoren bedingt, deren Thätigkeit nur zeitweise gebraucht werden kann, wird vermieden durch die gedachte indirecte Anordnung. Hierbei kann der Motor unausgesetzt in Thätigkeit gehalten werden, indem er während der ganzen Dauer eines Spieles durch das Pumpwerk Wasser in das Hochreservoir fördert, welches in der Zeit des eigentlichen Hebens vollständig zur sofortigen Verwendung bereit ist. Das Reservoir hat daher gewissermaßen die Rolle eines Magazins oder Speichers für die mechanische Arbeit des Motors während der Hubpause übernommen, und daher hat man diesen Hochreservoiren, insbesondere, wenn sie die in dem Folgenden näher erläuterte Gestalt annehmen, den Namen Accumulatoren gegeben. Es ist nach dem Vorhergehenden klar, daß vermöge dieser Wirkungsweise der Motor nur in ent-

sprechend geringerer Stärke erforderlich ist. Bezeichnet man nämlich die Zeit eines ganzen Spieles mit T und die des eigentlichen Hebens mit t, so wird zur Ausübung einer Hebearbeit, welche einer Leistung von N Pferdekräften entspricht, ein Motor erforderlich sein, welcher, abgesehen von den durch die indirecte Wirkungsweise neu hinzutretenden Nebenhindernissen, nur eine Stärke von $\frac{t}{T} N$ Pferdekräften zu äußern hat. Es ist auch ersichtlich, daß man hierzu irgend eine, zu sonstigen Zwecken bereits vorhandene Kraftmaschine, in einer Werkstätte etwa die Betriebsdampfmaschine, benutzen kann, indem man an dieselbe die Pumpe zum Speisen des Wasserreservoirs hängt.

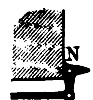
Ein anderer, unter gewissen Umständen bedeutsamer Vortheil einer solchen indirecten Wirkung mit Hülfe eines Hochreservoirs besteht ferner darin, daß man hierin ein bequemes Mittel hat, größere mechanische Arbeiten leicht auf beträchtliche Entfernungen zu übertragen, wie es z. B. vorkommt, wenn es sich um den Betrieb einer größeren Anzahl weit von einander entfernter Hebevorrichtungen durch einen centralen Motor handelt. Da man nämlich das Zuleitungsrohr, welches das Druckwasser den Hebevorrichtungen zuführt, in beliebigen Krümmungen unter- oder oberirdisch, wie es die örtlichen Verhältnisse erfordern, leiten kann, so hat man in dieser Leitung eine Ferntriebtransmission, welche frei ist von dem Uebelstande der Anordnung vieler Lager, conischer Räder oder Seilrollen, die man unter gleichen Verhältnissen mit einer Wellenleitung oder Drahtseiltransmission würde in Kauf nehmen müssen. Auch die Fortpflanzung der Kraft durch ein Dampfrohr, welches etwa von einer centralen Dampfkesselanlage aus die Betriebskraft in Form gespannten Dampfes nach den verschiedenen, als Dampfwinden zu construirenden Hebevorrichtungen übertragen könnte, müßte hiergegen unvortheilhaft sein wegen der großen Uebelstände, welche namentlich durch die Condensation des Dampfes in langen Röhrenleitungen herbeigeführt werden.

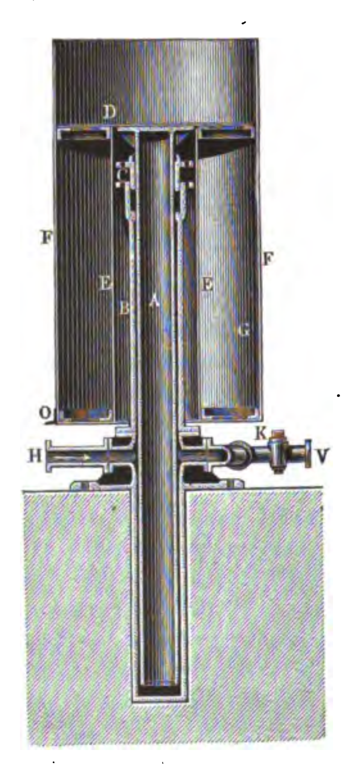
Diese Verhältnisse erklären zur Genüge den Vortheil der durch ein Hochreservoir betriebenen hydraulischen Hebevorrichtungen in allen den Fällen, wo es sich um einen intermittirenden Betrieb handelt, und wo es darauf ankommt, während einer kurzen Zeitperiode mit Sicherheit über eine bedeutende mechanische Arbeit zu verfügen.

Accumulatoren. Die von einem Hebekolben ausgeübte Druckkraft §. 17. $FH\gamma$ wächst im directen Verhältnisse mit der Höhe H des Wasserspiegels im Reservoir über dem Hebekolben, und man wird daher den Querschnitt F des letzteren um so kleiner machen können, je größer das Gefälle H ist. Nun ist die Herstellung von hochgelegenen Reservoiren im Allgemeinen mit großen Kosten und Schwierigkeiten verbunden, sobald die Höhe nur einiger-

maßen beträchtlich wird, und man würde bei Verwendung wirklicher Hochreservoire in allen Fällen nur geringe Gefällshöhen von selten mehr als 30 m verwenden können. In Folge davon würde man meistens große Dimensionen der Hebecylinder anwenden müssen und, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, verhältnißmäßig große Effectverluste durch die Nebenhindernisse in Kauf zu nehmen haben, so daß eine derartige Anlage, zumal wegen ihrer großen Kosten, sich nicht empfehlen würde. Es muß daher eine bedeutende und für die hydraulischen Maschinen folgenreiche Erfindung Armstrong's genannt werden, das natürliche Hochreservoir in seiner Wirkung durch einen einfachen Apparat ersetzt zu haben, welcher aus dem schon oben angegebenen Grunde von ihm mit dem Namen Accumulator belegt worden ist.

Fig. 72.





Der Accumulator besteht im Wesentlichen aus einem starken cylindrischen Gefäße B (Fig. 72), in welchem, durch die Stopfbüchse C wasserdicht geführt, der gleichfalls cylindrische Plungerkolben A verschiebbar ist. Dieser Kolben ist vermittelst des an das Querhaupt D gehängten aus zwei Blechcylindern E und F gebildeten Gewichtsbehälters G sehr stark belastet. Denkt man sich nun durch eine Druckpumpe mittelst des Rohres H Wasser in den Cylinder eingepreßt, wobei das Rohr K geschlossen gedacht werde, so wird der Kolben A durch den Druck des Wassers auf seine untere Fläche emporgetrieben und dabei das Belastungsgewicht G in derselben Weise gehoben werden, wie bei einer hydraulischen Hebevorrichtung die Last durch den Hebekolben gehoben wird. Wie bei dieser gilt auch hier die Beziehung $G = Fp$, wenn G das Belastungsgewicht, F den Querschnitt des Kolbens A und p die Wasserpressung pro Flächeneinheit bezeichnet, und von der Stopfbüchsenreibung vorläufig abgesehen wird. Das in dem Cylinder B befindliche

Wasser erleidet daher eine Pressung p pro Flächeneinheit, welche durch $p = \frac{G}{F}$ ausgedrückt ist. Dieselbe Pressung würde dem Wasser auch innewohnen, wenn man den belasteten Kolben A ersetzen wollte durch eine Wassersäule von demselben Querschnitte F und demselben Gewichte G, deren Höhe H also gegeben wäre durch $G = FH\gamma$ zu $H = \frac{G}{F\gamma}$. Das Wasser in dem Cylinder B befindet sich sonach in demselben Zustande, in welchem es sein würde, wenn der Cylinder durch eine Röhre mit einem Hochreservoir in Verbindung stände, dessen Wasserspiegel um die Höhe $H = \frac{G}{F\gamma}$ über der unteren Kolbenfläche gelegen wäre. Führt man daher durch Oeffnen des Hahnes K Wasser aus diesem Cylinder mittelst des Rohres V nach irgend einer hydraulischen Hebevorrichtung, so wird dieselbe in der gleichen Weise functioniren, als wenn zu ihrem Betriebe das gedachte Hochreservoir verwendet würde, mit anderen Worten, der Accumulator ersetzt in seiner Wirkung auf die Hebemaschine ein Hochreservoir von der Druckhöhe $H = \frac{G}{F\gamma}$. Der verfügbare Wasserinhalt des Accumulators ist gleichfalls durch die Dimensionen gegeben und beträgt $V = Fl$, wenn l die Länge bedeutet, um welche der Accumulatorkolben A beim Oeffnen des Hahnes K niedersinken kann, d. h. also die Höhe, auf welche er zuvor von der Pumpe gehoben worden ist. Man erkennt ferner, daß nichts im Wege steht, während der Zeit, in welcher durch das Rohr V Druckwasser nach der Hebevorrichtung geführt wird, die Speisung des Accumulators durch das Rohr H von der Pumpe aus ununterbrochen fortzusetzen. Wenn hierbei das von der Pumpe geförderte Wasser gerade zum Betriebe der Hebevorrichtung ausreicht, so wird der Kolben A des Accumulators in seiner jeweiligen Stellung verharren, während er sinken oder steigen muß, je nachdem die Hebevorrichtung ein größeres oder kleineres Quantum Druckwasser erfordert, als die Pumpe in derselben Zeit liefert. Man kann sich daher den Accumulator als einen Regulator vorstellen, welcher die Differenz der erzeugten und verbrauchten mechanischen Arbeiten aufnimmt und bezw. wieder abgiebt. Aus diesem Verhalten läßt sich weiter ein Schluß auf die erforderliche Größe des Accumulators in jedem bestimmten Falle ziehen. Bezeichnet V das für eine Hebung der Hebemaschine erforderliche Druckwasserquantum und ist T die Zeit in Secunden, welche durch ein vollständiges Spiel dieser Hebevorrichtung in Anspruch genommen wird, während die eigentliche Hebung nur t Secunden dauert, so hat man der Druckpumpe und ihrem Motor solche Verhältnisse zu geben, daß per Secunde eine Wasserförderung von $\frac{V}{T}$

erreicht wird, und der Accumulator muß einen Inhalt erhalten, vermöge dessen er das in der Pause von $T - t$ Secunden geförderte Wasserquantum $V\,\frac{T-t}{T}$ aufzunehmen vermag. Hierbei ist unter dem Inhalte des Accumulators natürlich nicht der ganze Hohlraum des Cylinders B, sondern nur das von dem Kolben bei seiner Senkung um die Länge l verdrängte Wasserquantum Fl zu verstehen, da der Zwischenraum zwischen dem Kolben und der Cylinderwandung ein für alle Mal von Wasser erfüllt bleibt, welches als bewegendes oder Kraftwasser niemals wirksam gemacht werden kann.

Diese Bestimmung des Accumulatorinhaltes wird man auch in dem Falle beibehalten, wenn der Accumulator eine größere Anzahl von Hebevorrichtungen zu versorgen hat, indem man alsdann unter V diejenige Betriebswassermenge versteht, welche sämmtliche Hebevorrichtungen zusammen für ein Spiel erfordern. Denn wenn auch im Allgemeinen durch die zu verschiedenen Zeiten stattfindenden Hebungen der einzelnen Arbeitskolben eine gewisse Ausgleichung in dem Bedarfe an Betriebswasser sich einstellen wird, so muß man doch für Erreichung eines unter allen Umständen sicheren Betriebes den möglichen und auch jedenfalls zuweilen eintretenden Fall ins Auge fassen, daß einmal sämmtliche Arbeitskolben zu derselben Zeit die Hebung zu bewirken haben.

Um bei gefülltem Accumulator die Wirkung des Pumpwerkes selbstthätig auszurücken, ist es allgemein üblich, den Accumulatorkolben mit einem Anstoßknaggen O, Fig. 72, zu versehen, welcher in der höchsten Lage durch Anstoßen gegen einen Hebel N eine Einwirkung auf die Drosselklappe des Motors ausübt und durch Ausrücken des Pumpwerkes ein gänzliches Herausheben des Accumulatorkolbens verhindert.

Die Größe der Druckhöhe des Accumulators $H = \frac{G}{F\gamma}$ kann durch geeignete Wahl des Belastungsgewichtes G bei einem bestimmten Kolbenquerschnitte F beliebig gewählt werden, und ist nur durch die Festigkeit des Gußeisens begrenzt, aus welchem die Cylinder und Zuleitungsröhren gefertigt werden. Man verwendet denn auch bei den gewöhnlichen Accumulatoren ganz bedeutende Druckhöhen, und hat Armstrong dieselben vielfach bis zu 50 Atmosphären, also etwa 500 m angenommen, Druckhöhen, welche selbstredend durch die Anlage hochgelegener Reservoirs bei weitem nicht zu erreichen sein würden. Mit der Anwendung so stark gepreßten Druckwassers erreicht man den Vortheil kleiner Querschnittsabmessungen für die Arbeitskolben, und es werden hierdurch, wie sich leicht erkennt, auch die hydraulischen Widerstände in den Zuleitungsröhren wesentlich herabgezogen. Denkt man sich nämlich das Triebwasser von dem Accumulator nach den einzelnen Arbeitscylindern durch eine Röhrenleitung von der unter Umständen beträcht-

lichen Länge l und dem Durchmesser d geführt, so wird bei der Geschwindigkeit des Wassers v in derselben in jeder Secunde ein Quantum Betriebswasser $Q = \frac{\pi d^2}{4} v$ von der Druckhöhe H des Accumulators transmittirt, welches, wenn schädliche Nebenhindernisse nicht berücksichtigt werden, eine Arbeitsleistung darstellt von

$$A = Q H \gamma = \frac{\pi d^2}{4} v H \gamma.$$

Durch die Reibung des Wassers in der Röhre findet aber ein Verlust an Druckhöhe statt, welcher sich nach Thl. I, §. 455 zu

$$\zeta \frac{v^2}{2g} \frac{l}{d} = h_0$$

berechnet, eine Verlusthöhe, welche von der Druckhöhe H nicht abhängt, daher unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei gleicher Größe von l, d und v aber beliebig anderer Druckhöhe H den gleichen Betrag hat. Wenn man daher den Verlust an mechanischer Arbeit

$$A_0 = \frac{\pi d^2}{4} v h_0 \gamma,$$

welcher mit diesem Druckverluste in Verbindung steht, zu der Größe der transportirten Arbeit $A = \frac{\pi d^2}{4} v H \gamma$ in Beziehung bringt, so erhält man den relativen Arbeitsverlust der Röhrentransmission, d. h. den pro Einheit der zu übertragenden Arbeit entfallenden Arbeitsverlust zu

$$\frac{A_0}{A} = \frac{h_0}{H} = \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \frac{1}{H},$$

also im umgekehrten Verhältnisse mit der Druckhöhe H stehend. Aehnliche Betrachtungen gelten auch für die sonstigen hydraulischen Widerstände, z. B. für die Druckverluste beim Durchgange des Wassers durch Verengungen, wie Absperrschieber, Krümmungen u. s. w., da die hiermit verbundenen Druckverluste sämmtlich von der absoluten Druckhöhe H unabhängig sind. Von diesem Gesichtspunkte aus muß die gedachte *hydraulische Krafttransmission mit großem Druckgefälle* als eine *sehr ökonomische* bezeichnet werden.

Dagegen wird wegen des hohen Druckes die Ausführung der Röhrenleitungen beim Accumulatorbetriebe eine äußerst sorgfältige sein müssen, da jede auch nur geringe Undichtheit der Röhrenleitung durch entweichendes Betriebswasser mit namhaften Kraftverlusten verknüpft ist.

In Folge der bedeutenden Pressung, mit welcher das Accumulatorwasser arbeitet, ergiebt sich noch eine besondere Eigenthümlichkeit der betreffenden Hebevorrichtungen, welche bei den im Folgenden zu besprechenden Anlagen

in die Augen fallen wird. Wenn es sich darum handelt, die Last nur auf mäßige Höhe zu erheben, so pflegt man den Hebekolben oberhalb zu einer Plattform zur directen Aufnahme der Last auszubilden, wie dies aus den Figuren 70 und 71 ersichtlich ist. Bei größeren Hubhöhen würde diese Construction zu praktischen Schwierigkeiten führen, da der Hebekolben sich hierbei auf eine bedeutende Länge frei aus dem Cylinder schieben müßte, was um so bedenklicher wäre, als sein Durchmesser wegen des großen Wasserdruckes und insbesondere für geringere Lasten nur gering sein wird. Der Kolben würde daher die Form einer langen dünnen Stange annehmen, deren Strebfestigkeit nicht genügend groß wäre. Um diesem Uebelstande zu begegnen, ist es nach Armstrong's Vorgange allgemein üblich geworden, in solchen Fällen dem Hebekolben nur einen geringen Hub zu geben, und die Größe der Bewegung durch eingeschaltete Rollen- oder Flaschenzüge zu vervielfältigen. Diese Flaschenzüge sind dabei in einer Weise wirksam, welche derjenigen entgegengesetzt ist, die oben in §. 8 besprochen worden, insofern hierbei nämlich die zu hebende Last an dem freien Kettenende wirkt, während durch den treibenden Kolben die Bewegung der betreffenden Rolle oder Flasche direct veranlaßt wird. Der Vorgang beim Heben entspricht daher hier etwa dem sogenannten Rückwärtsgange der gewöhnlichen Flaschenzüge. Natürlich wird in Folge dieser Anordnung die von dem Hebekolben auf die Flasche auszuübende Kraft dem Umsetzungsverhältnisse entsprechend größer ausfallen, als die zu bewältigende Last ist. Dies ist bei dem bedeutenden Wasserdrucke immer leicht durch entsprechende Vergrößerung des Kolbenquerschnittes zu erreichen, womit wiederum der constructive Vortheil verbunden ist, daß die rückwirkende Festigkeit des Hebekolbens dadurch vermehrt wird.

Wenn durch eine hydraulische Hebevorrichtung je nach Umständen bald größere, bald geringere Lasten gehoben werden sollen, so ist es ökonomisch vortheilhaft, statt eines einzigen Hebecylinders deren zwei oder drei derartig anzuwenden, daß dieselben entweder einzeln für kleinere, oder zusammen für größere Lasten zur Wirkung gebracht werden können. Wollte man diese Anordnung nicht treffen, so hätte man auch für die kleinsten vorkommenden Lasten, eben so gut wie für die größten, den Hebecylinder vollständig mit Kraftwasser zu speisen und der Nutzeffect würde daher ein sehr geringer werden.

Daß eine hydraulische Hebevorrichtung einfach durch Abschluß des Zuführungsrohres angehalten oder gesperrt wird, ist von selbst klar, und daß man in der Regulirung der Durchflußöffnung im Abflußrohre ein Mittel zum Bremsen beim Senken der Last hat, wurde schon oben erwähnt. Bei Anwendung einer Plattform ist in der Regel diese selbst so schwer, daß sie im unbelasteten Zustande durch ihr eigenes Gewicht das

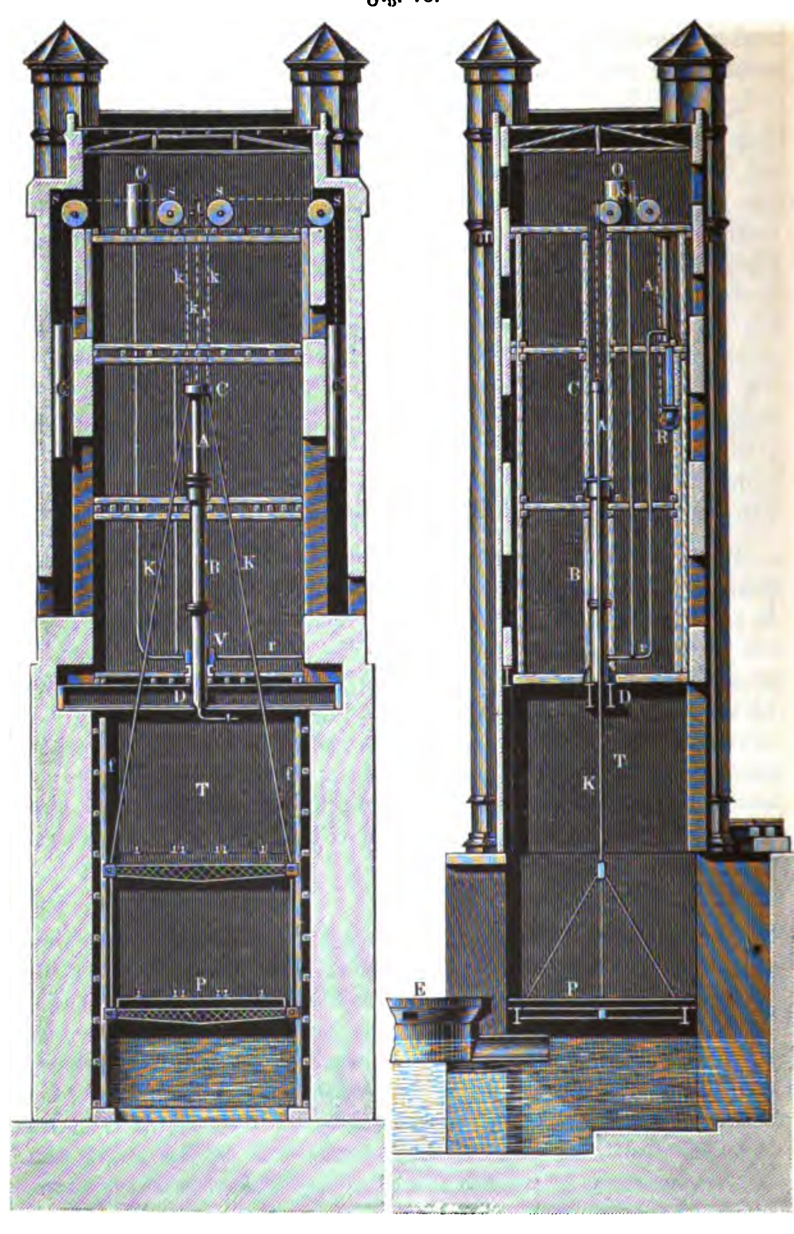
Niedergehen bewirkt, oft ist sie so schwer, daß sie noch durch Gegengewichte zum Theil abzubalanciren ist. Auch ist es zuweilen üblich, ihr Uebergewicht dazu zu verwenden, das Rücklaufwasser in eine höher gelegene Cisterne zu drücken, aus welcher es der Druckpumpe des Accumulators wieder zufließt.

Wenn jedoch, wie bei Krahnen und manchen Aufzügen, eine Plattform nicht vorhanden ist, sondern die Last von einem Haken ergriffen wird, so muß der letztere in der Regel durch ein besonderes Gewicht noch beschwert werden, um den Rückgang der Hebevorrichtung sicherzustellen. Da dieses Gewicht nicht nur die Kette spannen und die Widerstände der Rollen überwinden, sondern auch die Zurückbewegung des Hebekolbens bewirken muß, so verbindet man, um das Hakengewicht nicht zu schwer machen zu müssen, häufig den Hebekolben mit einem Gegenkolben von kleinerem Querschnitte und gleicher Länge, welcher, an der Bewegung des ersteren direct theilnehmend, sich in seinen Cylinder bei dem Vorgange des Hebekolbens hineinschiebt und behufs des Rückganges, durch Kraftwasser gedrückt, die Zurückschiebung des Hebekolbens bewirkt. Das Hakengewicht hat in dem Falle nur die Kette entsprechend gespannt zu halten. Seile werden bei hydraulischen Hebevorrichtungen selten oder gar nicht angewendet.

Man gebraucht die hier gedachten hydraulischen Vorrichtungen außer zum Heben von eigentlichen Lasten auch vielfach zur Ausübung anderer Arbeiten, so z. B. zum Aufziehen der Schützen und Kammerthore bei Schleusen, bei den Krahnen zum Drehen der Ausleger (s. dort), ferner auch in Werkstätten zu gewissen Zwecken, beispielsweise in Bessemerhütten zum Schwenken der Converter, in Kesselfabriken zum Pressen der Kesselböden u. s. w., immer aber nur in Fällen eines intermittirenden Betriebes. Für Maschinen, welche in ununterbrochener Bewegung erhalten werden, wie alle Mühlen &c., würde der Accumulatorbetrieb wegen seiner indirecten Wirkungsweise nicht vortheilhaft sein. Im Folgenden mögen einige Aufzüge mit Accumulatorbetrieb besprochen werden.

§. 18. **Hydraulische Aufzüge.** Zu den ersten hydraulischen Hebevorrichtungen in Deutschland nach dem Armstrong'schen System gehören die für den Eisenbahntraject zwischen Homberg und Ruhrort 1856 ausgeführten, welche den Zweck haben, die Eisenbahnwaggons von der Dampffähre auf das Niveau der Geleise zu heben. Zu dem Ende ist jede der genannten Stationen mit einer Hebevorrichtung versehen, wie dieselbe durch Fig. 73 (a. f. S.) veranschaulicht ist. In dem massiven Hebethurme T ist auf einem starken schmiedeeisernen Doppelträger D der Hebecylinder B befestigt, dessen nach oben heraustretender Plungerkolben A von 0,314 m Durchmesser ein Querhaupt C trägt, von welchem die Ketten K nach unten ausgehen, wo sie mit

Fig. 73.



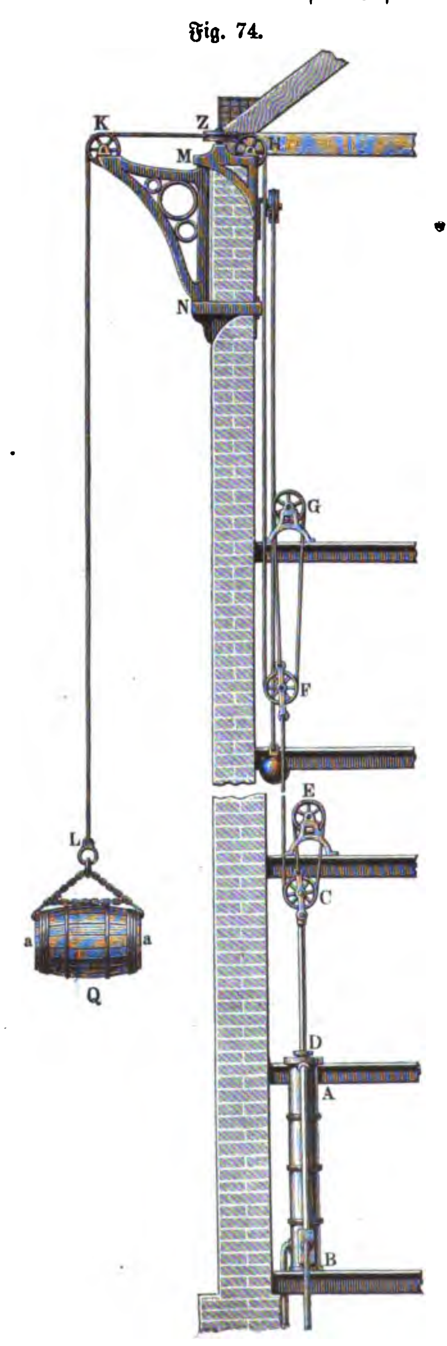
der zu hebenden Bühne P verbunden sind. Letztere ist mit Schienen versehen, auf denen in der Regel zwei beladene Eisenbahnwaggons von je ca. 300 Centner Gewicht Raum finden, welche in der untersten Bühnenstellung direct von dem Dampfboote E auf die Bühne gefahren werden. Durch Führungen f in den Umfassungsmauern ist die verticale Bewegung der Plattform gesichert, welche durch Einführung von Druckwasser aus der vom Accumulator kommenden Röhrenleitung r veranlaßt wird. Das erhebliche, ca. 560 Centner betragende Gewicht der Plattform ist durch zwei Gegengewichte G von zusammen 23 400 kg Gewicht zum Theil ausgeglichen, welche Gewichte, in Mauerschächten spielend, durch die über Rollen s geführten Ketten k mit dem Kreuzkopfe C des Hebekolbens verbunden sind. Die erforderliche Hubhöhe ist nach dem wechselnden Wasserstande im Rheine verschieden und beträgt im Maximo 8,72 m. So groß ist denn auch der Schub des Hebekolbens A bemessen. Außer diesem letzteren ist noch ein zweiter Hebekolben A_1 von 0,196 m Durchmesser und nur halber Hubhöhe vorgesehen, dessen Kolben abwärts schiebend mit Hülfe der in seinem Kreuzkopfe untergebrachten losen Rolle R und der Kette k_1 an der Hebung der Bühne sich betheiligen kann, wenn es sich um die größten Lasten handelt. Dieser kleine Hebecylinder wird ferner allein mit der Hebung der leeren Plattform in dem Falle betraut, wenn es sich um Niederlassung der Waggons handelt, in welchem Falle dem großen Hebecylinder kein Druckwasser zugeführt wird. Um aber den letzteren hierbei doch mit Wasser anzufüllen, welches als Sperrmittel bei der folgenden Niederfahrt nöthig ist, hat man in der höchsten Etage des Hebethurms ein Füllreservoir O aufgestellt, in welches das in den Cylindern zur Wirkung gekommene Betriebswasser hinaufgepreßt wird, sobald die Plattform niedergelassen wird. Durch eine Ventilsteuerung ist nun Sorge getragen, daß man das vom Accumulator in den Ventilkasten V eintretende Wasser nach Belieben in einen oder in beide Cylinder führen kann, wobei denn immer der nicht mit Betriebswasser gespeiste Cylinder mit dem Reservoir O in Verbindung gebracht wird, aus welchem er seine Füllung erhält. Die Handhabung der Steuerventile geschieht von dem Maschinenführer, doch ist eine selbstthätige Auslösung in der Art eingeführt, daß die Plattform in den letzten 2 m ihrer auf- oder absteigenden Bewegung auf ein Hebelsystem wirkt, wodurch eine allmälige Schließung der Ein- oder Austrittsöffnung bewirkt wird, um gegen die Stoßwirkungen gesichert zu sein, welche ein plötzliches Anhalten der bewegten Massen auf die Maschinentheile äußern würde.

Der Accumulator, dessen Pumpen durch eine 30pferdige Dampfmaschine bewegt werden, hat einen Durchmesser von 0,418 m und einen Hub von 5,33 m, so daß der Inhalt desselben ungefähr demjenigen der beiden Hebecylinder bei ihrem größten Hube von 8,72 m und bezw. 4,36 m entspricht.

Die Belastung des **Accumulatorkolbens** ist so **bemessen**, daß der **Druck** pro Quadratcentimeter **ca. 43 kg** beträgt.

Einen gleichfalls **von Armstrong construirten** Aufzug für **Waarenhäuser** zeigt Fig. 74. **Hierbei** wird in dem, Fig. 75, in größerem Maßstabe gezeichneten verticalen **Hebe**cylinder *A* ein **Scheiben**kolben *K* durch das **ober**halb eintretende **Kraftwasser** abwärts gedrückt, wobei die in dem Kreuzkopfe *C* der Kolbenstange *D* befindliche lose Rolle das um die feste Rolle *E* geschlungene Seil anzieht, dessen eines Ende an dem Kreuzkopfe *C* und dessen anderes Ende an dem Bügel der losen Rolle *F* befestigt ist. Von dieser letzteren geht in der aus der Figur ersichtlichen Weise ein zweites Seil über die festen Rollen *G* und *H* zwischen zwei horizontalen Leitrollen *Z* hindurch nach der in dem Schnabel des Consolarmes gelagerten Leitrolle *K*, um in dem Ringe *L* die Last *Q* zu tragen. Die Drehbarkeit des Consols um die Axe *MN* gestattet eine Einführung der gehobenen Last durch eine Maueröffnung in das Innere des

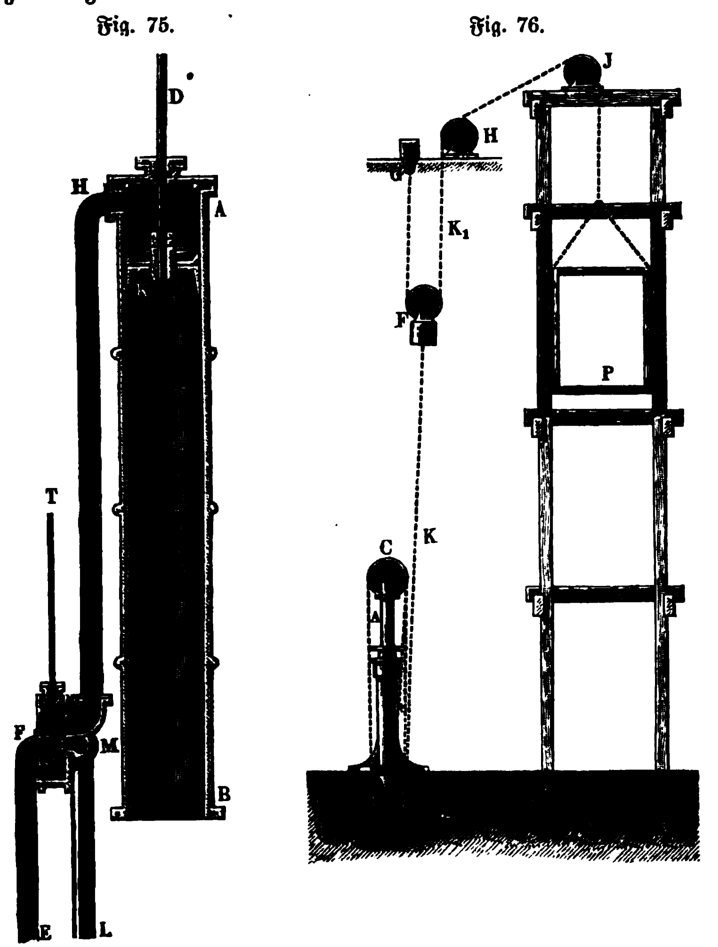
Fig. 74.



Speichers, von welcher Einrichtung bei den Krahnen ein Näheres angegeben werden soll.

Wie man aus der Zeichnung erkennt, bewirkt die hier angedeutete Rollenverbindung eine neunfache Vergrößerung des von dem Zugorgane zurückgelegten Weges.

Fig. 75. Fig. 76.



Nach dem Vorstehenden wird der in Fig. 76 dargestellte hydraulische Aufzug, wie er für die steuerfreie Niederlage in Harburg*) zur Ausführung gekommen ist, leicht verständlich sein. Der Plungerkolben A, welcher aus dem

*) S. Zeitschr. des hannoversch. Arch.- u. Ing.-Vereins 1860, S. 443.

Hebecylinder B durch das Betriebswasser vertical aufwärts geschoben wird, trägt in seinem Kreuzkopfe neben einander auf einer gemeinschaftlichen Axe lose drehbar die beiden Kettenrollen C, deren feste Gegenrollen D unterhalb mit dem solide fundirten Hebecylinder verbunden sind. Die bei E am Cylinder befestigte Kette K geht nach Umschlingung der vier Rollen C, D, C, D in die Höhe, um die lose Rolle F an ihrem Gehäuse zu ergreifen, deren Kette K_1 bei G befestigt ist, um andererseits nach Umführung über die Leitrollen H und J die Plattform P zu tragen. Die Bewegungsübersetzung ist hierbei eine achtfache, im Uebrigen sind die Verhältnisse ebenso zu beurtheilen, wie vorstehend angegeben worden.

Wie bei derartigen Cylindern die Zu- und Abführung des Wassers mit Hülfe des dem gewöhnlichen Muschelschieber der Dampfmaschinen analogen Steuerschiebers S geschieht, ist aus der Fig. 75 klar, wenn man sich vergegenwärtigt, daß das Betriebswasser in dem Rohre EF zugeführt wird, und das gebrauchte Wasser durch die Schieberhöhlung und das Rohr ML abfließt. Offenbar tritt in der gezeichneten tiefsten Stellung des Schiebers das Druckwasser durch GH über den Kolben K und bewirkt die Hebung, während in der höchsten Schieberstellung eine Communication des Rohres GH mit dem Abflußrohre ML hergestellt ist, wie sie zum Niederlassen der Last erfordert wird. Eine Stellung des Schiebers in die mittlere Lage unterbricht die Zufuhr von Betriebswasser, ohne den Abfluß zu gestatten, daher bei dieser Stellung die Last in Ruhe verharrt. In den Zu- und Ableitungsröhren pflegt man außerdem noch besondere Abschlußmittel, wie Hähne oder Ventile, anzubringen.

Scheibenförmige Kolben, wie der hier angegebene, haben indessen bei hydraulischen Hebevorrichtungen nur selten Anwendung gefunden, man zieht in den meisten Fällen die Plungerkolben wegen ihrer leichteren Zugänglichkeit und Verdichtung vor. Auch Schieber zur Steuerung sind weniger beliebt als Ventile, weil die Schieber wegen des großen auf ihnen lastenden Wasserdruckes beträchtliche Reibungswiderstände darbieten und daher schwierig zu handhaben sind.

Da dem Wasser die Eigenschaft der Zusammendrückbarkeit so gut wie vollständig abgeht, so muß man bei allen hydraulischen Hebevorrichtungen durch besondere Sicherheitsvorkehrungen die Stoßwirkungen aufheben, welche durch das plötzliche Anhalten der in Bewegung befindlichen Massen hervorgerufen werden. Denkt man sich etwa die im Niedergehen begriffene Plattform der Ruhrorter Hebevorrichtung, Fig. 73, plötzlich durch Abschließen des Ausflußventils angehalten, so wird die ganze in der bewegten bedeutenden Masse M vermöge deren Geschwindigkeit v enthaltene lebendige Kraft $M\frac{v^2}{2}$ auf Stoßwirkungen verwendet, in Folge deren der Druck des Wassers

in dem Hebecylinder so bedeutend werden könnte, daß ein Bruch möglich wäre. Diesen zu vermeiden, bringt man in dem Verbindungsrohre des Cylinders mit dem Ventilkasten ein Sicherheitsventil an, welches, oberhalb dem Drucke des Accumulators ausgesetzt, für gewöhnlich geschlossen gehalten wird, und nur in dem gedachten Momente eines im Innern des Cylinders auftretenden Ueberdruckes sich öffnet, so daß ein gewisses kleines Wasserquantum aus dem Cylinder in das vom Accumulator kommende Zuführungsrohr zurückgepreßt wird.

Auch beim plötzlichen Anhalten der aufsteigenden Bewegung der Plattform durch Abschluß des Kraftwassers würde ein Stoß veranlaßt werden, wenn derselbe nicht gleichfalls durch ein Ventil und zwar ein Saugventil verhindert würde. Denkt man sich nämlich die Plattform mit der Geschwindigkeit v ihre obere Stellung erreichend, so wird sie nach dem plötzlichen Abschlusse des Wassers vermöge der erlangten Geschwindigkeit noch auf die Höhe $\frac{v^2}{2g} = h$ emporsteigen, und in Folge dessen in dem Hebecylinder ein luftleerer Raum von der Größe Fh sich einstellen. Die Folge davon würde sein, daß die Plattform unmittelbar darauf von dieser Höhe h wieder herunterfiele, bevor sie von dem Wasser aufgehalten würde, so daß eine Stoßwirkung ebenfalls durch die ganze lebendige Kraft ausgeübt würde. Um dieses Zurückfallen zu verhindern, trifft man die Einrichtung derart, daß das Verbindungsrohr des Cylinders mit dem Ventilgehäuse noch mit einem zweiten Ventile versehen wird, welches bei jenem Vorgange sich hebt und aus dem Abflußrohre Wasser in den Cylinder ansaugt, das nachher als Sperrmittel dem Zurückfallen der Plattform entgegentritt. In jedem Falle wird also nach dem vollständigen Abschlusse der Ein- oder Austrittsöffnung noch eine gewisse von der Geschwindigkeit der Plattform abhängige auf- oder absteigende Bewegung derselben sich einstellen. In welcher Art diese Sicherheitsventile angeordnet sind, läßt sich am besten aus Fig. 77 (a. f. S.) ersehen, welche die Steuerungsvorrichtung der Ruhrort-Homberger Hebevorrichtung darstellt. Hier tritt durch das Rohr a das vom Accumulator kommende Kraftwasser ein, während b das Rückführungsrohr für das gebrauchte Abwasser nach dem Füllreservoir im obersten Geschosse des Hebethurmes vorstellt. Durch Oeffnung des Absperrventils c gelangt das Betriebswasser in den Raum d, von welchem es entweder durch das Ventil g und Rohr g_1 nach dem großen Hebecylinder oder durch k und k_1 nach dem kleinen Hebecylinder, oder durch g und k gleichzeitig nach beiden Cylindern geführt werden kann, wobei natürlich das Abflußventil f geschlossen sein muß. Wird dieses letztere aber nach dem vorherigen Schließen von c geöffnet, so tritt ein Rückgang der Kolben ein, indem das Wasser aus g_1 und k_1 durch f nach b entweicht. Bei e ist das erwähnte Sicherheitsventil angebracht, welches auf

seiner oberen Fläche dem Drucke des Accumulators ausgesetzt ist, während *m* und *n* zwei Saugventile darstellen, welche sich öffnen, wenn der Druck in den Hebecylindern beim Aufsteigen der Plattform unter den Druck herabsinkt, welcher durch das Rohr *b* vom Füllreservoir auf die unteren Ventil-

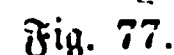
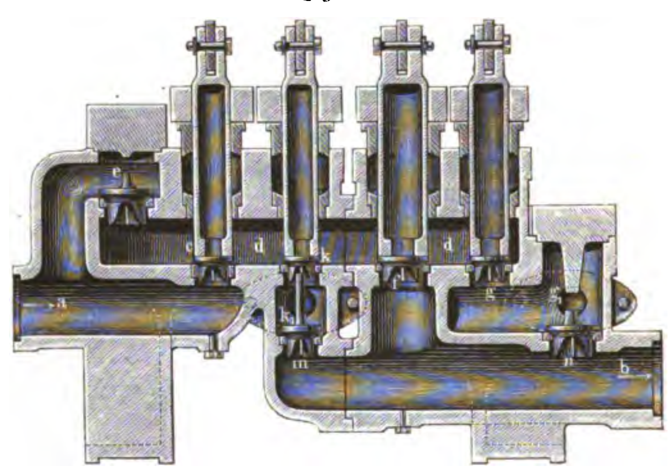


Fig. 77.



flächen ausgeübt wird. Diese Ventile *m* und *n* haben hier gleichfalls den Zweck, den einen oder anderen Cylinder, welcher nicht vom Accumulator gespeist wird, aus dem Füllreservoir mit Sperrwasser zu versorgen.

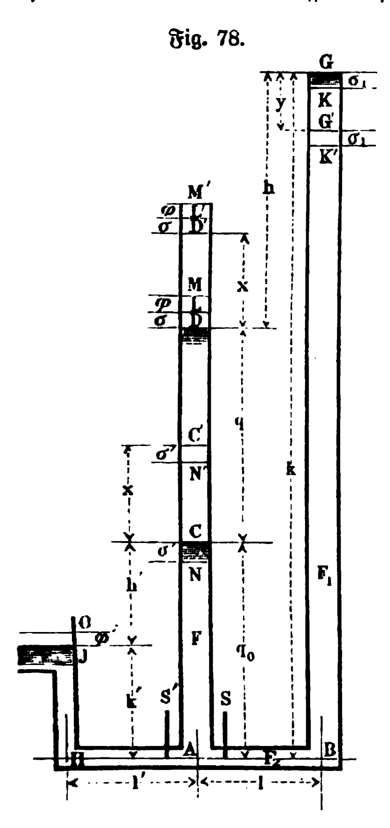
Man erkennt, daß die Sicherheitswirkung der Ventile *e*, *m* und *n* sich nicht auf die durch Ketten mit der Plattform verbundenen Gegengewichte erstrecken kann, und daß diese Ketten beim plötzlichen Anhalten unvermeidlichen Stoßwirkungen ausgesetzt sind. Diese möglichst herabzuziehen, ist es daher unter allen Umständen gerathen, die Bewegung allmälig zu mildern, und ist zu diesem Zwecke, wie oben angegeben worden, ein besonderer selbstthätig wirkender Abstellapparat vorgesehen.

§. 19. **Wirkung der Accumulatoren.** Es erübrigt noch, im Folgenden die Grundsätze festzustellen, nach denen der Betrieb hydraulischer Hebevorrichtungen*) durch Accumulatoren zu beurtheilen ist. Zu dem Ende sei das Belastungsgewicht des Accumulatorkolbens, dessen Querschnitt F_1 sein möge, durch eine Wassersäule von demselben Querschnitte F_1 und demselben Gewichte ersetzt, deren Höhe durch $BG = k$, Fig. 78, dargestellt sei. In gleicher Weise denke man sich das Eigengewicht des Hebekolbens und der

*) S. a. die Arbeit von L. Putzrath, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878, S. 505.

Plattform, soweit solches nicht durch Gegengewichte ausgeglichen ist, durch eine Wassersäule vom Querschnitte F des Hebekolbens und der Höhe $AC = q_0$ ersetzt, und möge die Nutzlast Q durch eine eben solche Wassersäule von der Höhe $CD = q$ dargestellt sein, so daß also $Q = F q \gamma$ ist, unter γ das Gewicht der Volumeneinheit Wasser verstanden. Unter F_2 soll der Querschnitt der horizontal angenommenen Zuleitungsröhre, unter l deren Länge BA und unter l' die Länge der Ableitungsröhre AH von derselben Weite verstanden werden. Die Höhe endlich des Wasserspiegels J in dem Reservoir für das gebrauchte Wasser, aus welchem das Pumpwerk den Accumulator wieder speist, über der Röhre BH soll durch $HJ = k'$ bezeichnet werden. Die in der Figur angegebenen Wasserspiegel D und G sollen der tiefsten Stellung des Hebekolbens und dem höchsten Stande des Accumulators entsprechen. Denkt man sich den Einlaßschieber S geöffnet, so steigt der Hebekolben, d. h. der Wasserspiegel D nach D' empor, während das Niveau G des Accumulators auf G' herabsinkt, und man hat, unter $x = DD'$ die Hebung des Arbeitskolbens und unter $y = GG'$ die Senkung des Accumulatorkolbens in einem gewissen Augenblicke verstanden,

Fig. 78.



$$F x = F_1 y, \text{ daher } y = \frac{F}{F_1} x = \nu x,$$

wenn das Querschnittsverhältniß $\frac{F}{F_1}$ der beiden Kolben mit ν bezeichnet wird.

Bei dieser Bewegung sind gewisse Nebenhindernisse zu überwinden, welche in der Hauptsache folgende sind. Die Reibung des Hebekolbens in seiner

Stopfbüchse oder Manschette. Diese Reibung ist, wie im Folgenden näher angegeben wird, proportional dem Wasserdrucke auf den Kolben, also proportional mit der Kolbenfläche F; man kann sie daher durch eine Wassersäule, welche auf dem Hebekolben lastet, von bestimmter Höhe $\sigma = DL = D'L'$ ersetzt denken, wo die Größe von σ weiter unten bestimmt werden soll. Ebenso kann die Stopfbüchsenreibung des Accumulatorkolbens durch eine Wassersäule vom Querschnitte F_1 und der Höhe $\sigma_1 = GK = G'K'$ ersetzt gedacht werden, welche Wassersäule von der treibenden Säule BG in Abzug gebracht werden muß. Endlich finden in den Cylindern und insbesondere in der längeren und engeren Zuleitungsröhre BA Reibungswiderstände und gewisse andere hydraulische Nebenhindernisse statt, welche ebenfalls durch eine auf dem Hebekolben lastende Wassersäule von der Höhe $\varphi = LM = L'M'$ dargestellt sein mögen.

Denkt man nun nach geschehener Erhebung des Arbeitskolbens um die Größe $x = DD'$ den Schieber S geschlossen und den Ablaufschieber S' geöffnet, nachdem die Nutzlast Q von der Plattform entfernt ist, so sinkt die letztere von C' herab, indem sie das Wasser durch S' in das Reservoir J drückt, bis sie wieder um x gesunken ist und in C ihre Ausgangslage erreicht hat. Nach einem solchen vollständigen, aus Auffahrt und Niederfahrt bestehenden Spiele der Hebevorrichtung ist daher die Nutzlast $Q = Fq\gamma$ um die Höhe x erhoben, daher eine nützliche mechanische Arbeit geleistet worden, welche durch

$$A = Fq\gamma . x = Fx\gamma . q = V\gamma q \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

ausgedrückt ist, wenn man das in den Hebecylinder aus dem Accumulator übergetretene Wasserquantum Fx mit V bezeichnet. Zur Erzielung dieser Leistung ist das Wasservolumen $F_1 y = Fx = V$ aus dem Raume GG' des Accumulators in das Reservoir J des Abflußwassers übergegangen, wobei der Schwerpunkt dieser Wassermenge nach der Figur um die Höhe

$$h - \frac{y}{2} + q + h' = q + h + h' - v\,\frac{x}{2}$$

gesunken ist. Die mit diesem Sinken verbundene mechanische Arbeit ist sonach durch

$$V\gamma\left(q + h + h' - v\,\frac{x}{2}\right)$$

ausgedrückt.

Man erkennt daher, daß die Größe $V\gamma\left(h + h' - v\,\frac{x}{2}\right)$ den mit der Hebung verbundenen Verlust an mechanischer Arbeit darstellt, oder daß der Wirkungsgrad der hydraulischen Hebevorrichtung durch

$$\eta = \frac{q}{q + h + h' - \nu \frac{x}{2}}$$

gegeben ist.

Es handelt sich nunmehr darum, zu untersuchen, unter welchen Bedingungen der gedachte Verlust möglichst klein, also der Wirkungsgrad η möglichst groß wird.

Hierzu ist offenbar der Werth $h + h' - \nu \frac{x}{2}$ möglichst klein zu machen. Wären die schädlichen Reibungswiderstände σ der Kolben in den Manschetten sowie φ des Wassers in den Röhren gar nicht vorhanden, so erkennt man daß die Größe h oder der Niveauunterschied zwischen G und D in den Cylindern zu Anfang des Hubes mindestens den Betrag haben müßte $h = x + y = x(1 + \nu)$, also z. B. für gleiche Kolbenquerschnitte F und F_1 den Betrag $h = 2x$, weil doch die Wassersäule im Hebecylinder A in der höchsten Stellung noch von derjenigen in B getragen werden müßte. Ebenso folgt für den Niedergang des Kolbens beim Wegfall sämmtlicher Reibungen, daß die Höhe h' nicht unter Null sinken darf, da der Wasserspiegel C im Hebecylinder, welcher der leeren Plattform entspricht, nicht unter denjenigen J des Saugreservoirs herabsinken kann. Mit diesen, dem idealen, vollkommen reibungslosen Bewegungszustande entsprechenden Verhältnissen würde daher der Arbeitsverlust eines ganzen Spieles zu

$$V\gamma\left(h + h' - \nu \frac{x}{2}\right) = V\gamma\left[x(1 + \nu) + 0 - \nu \frac{x}{2}\right]$$

$$= V\gamma x\left(1 + \frac{\nu}{2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

also für $F = F_1$ zu $V\gamma \frac{3}{2} x$ sich berechnen. Von dieser Arbeit ginge der Betrag $V\gamma\left(h - \frac{x + y}{2}\right) = V\gamma x \frac{1 + \nu}{2}$ während des Aufganges und $V\gamma\left(h' + \frac{x}{2}\right) = V\gamma \frac{x}{2}$ beim Senken der Plattform verloren. Diese Arbeitsverluste hat man sich dadurch zu erklären, daß das gesunkene Wasserquantum Fx nicht, wie ein starrer Körper thun würde, vermöge der erlangten Geschwindigkeit sich über das Niveau D' oder J erhebt, indem man annehmen muß, daß die den Wassertheilchen mitgetheilte Geschwindigkeit durch innere Bewegungen aufgezehrt wird.

In Wirklichkeit sind aber die Arbeitsverluste noch viel größer wegen der Kolbenreibungen σ und σ_1, sowie wegen der Röhrenreibung φ. Beim Aufgange der Plattform wird wegen dieser Reibungen der Minimalwerth

von h, wie man aus der Figur leicht erkennt, an die Bedingung gebunden sein:

$$h = x + \sigma + \varphi + \sigma_1 + y = x(1 + \nu) + \sigma + \sigma_1 + \varphi.$$

Bezeichnet man ferner die Höhe der Wassersäule, welche der Manschettenreibung beim Niedergange des Hebekolbens entspricht, mit $\sigma' = C'N' = CN$, welche Höhe nunmehr von der treibenden Wassersäule $AC' = q_0 + x$ abzurechnen ist, und ist ebenso $\varphi' = JO$ die Wassersäulenhöhe für die Reibungswiderstände im Abflußrohre AH, so findet man gleichfalls den kleinsten Werth von h' gegeben zu

$$h' = \sigma' + \varphi'.$$

Würde man diese kleinsten, daher günstigsten Werthe zu Grunde legen, so erhielte man den mit einer Hebung der Last $Q = Fq\gamma$ auf die Höhe x verbundenen Verlust an mechanischer Arbeit zu

$$V\gamma\left(h + h' - \nu\frac{x}{2}\right)$$
$$= V\gamma\left[x\left(1 + \frac{\nu}{2}\right) + \sigma + \sigma_1 + \varphi + \sigma' + \varphi'\right].$$

Wollte man die Anordnung diesen Verhältnissen gemäß treffen, d. h. wollte man die hydrostatischen Ueberdruckhöhen h und h' nur von solcher Größe wählen, daß

$$h - (\sigma + \sigma_1 + \varphi) = x(1 + \nu)$$

und

$$h' - (\sigma' + \varphi') = 0$$

wäre, so würde zwar das Heben und Senken theoretisch möglich sein, aber die Bewegung würde für die Praxis zu viel Zeit erfordern, indem die Ausgleichung der Wasserspiegel zwischen D und G beim Aufgange und zwischen C' und J beim Niedergange etwa nach Analogie des Vorganges erfolgen würde, welcher beim Uebergange des Wassers zwischen zwei ungleich hoch gefüllten Gefäßen, wie z. B. Schleusenkammern, stattfindet (s. Thl. I, Abschn. 7, Cap. 5).

Da es sich nun aber in Wirklichkeit immer darum handelt, eine Hebung der Last auf eine bestimmte Höhe in einer festgestellten Zeit mit Sicherheit zu erreichen, und dieselbe Bedingung auch für den Rückgang des Hebekolbens gestellt werden muß, so wird man dies nur dadurch erreichen können, daß man die besagten Ueberdruckhöhen h und h' größer annimmt, als jene oben bestimmten Minimalhöhen, bei denen der treibende Ueberdruck bis zu Null abnimmt. Es kommt daher noch darauf an, den Zusammenhang zwischen den gewählten Ueberdrucken h und h' mit der zur Hebung resp. Senkung erforderlichen Zeit zu bestimmen. Es ergiebt sich übrigens aus der vor-

stehenden Ermittelung, daß der Arbeitsverlust einer Hebung, welcher zu $V\gamma\left(h + h' - v\,\frac{x}{2}\right)$ gefunden wurde, mit der Vergrößerung von h und h' wachsen muß, so daß sich von vornherein einsehen läßt, daß der Wirkungsgrad der hydraulischen Hebevorrichtungen um so kleiner werden muß, mit je größerer Geschwindigkeit die Hebung und Senkung vollführt wird.

Um die Geschwindigkeit des Hebekolbens zu ermitteln, hat man auch die Masse des etwa angewendeten Gegengewichtes W für die Plattform zu berücksichtigen. Es möge auch dieses Gegengewicht durch eine Wassersäule von der Höhe $w = \frac{W}{F\gamma}$ ersetzt gedacht werden, deren Querschnitt gleich demjenigen F des Hebekolbens ist, während q_0 die dem totalen Gewichte Q_0 der Plattform zugehörige Wassersäulenhöhe bedeutet. Ferner soll η der Wirkungsgrad für das Rollengehänge des Gegengewichtes sein, so daß beim Heben eine Ueberlast der Plattform von $Q_0 - \eta W$ überwunden werden muß, während das Niedersinken durch das Uebergewicht $Q_0 - \frac{W}{\eta}$ bewirkt wird. Beim Heben wird nun der Hebekolben in seiner tiefsten Lage aus dem Ruhezustande, also mit der Geschwindigkeit Null anfangend, durch den Ueberdruck in eine beschleunigte Bewegung versetzt. Es sei in irgend einer Stellung, in welcher sich der Hebekolben um $x = DD'$ bewegt hat, die Beschleunigung der in dem Hebecylinder befindlichen Wassermasse $\frac{F(q + q_0 + x)\gamma}{g} = m$ durch c bezeichnet, so ist auch die Beschleunigung des Gegengewichtes von der Masse $\frac{W}{g} = m_3$ von derselben Größe c. Ebenso soll c_1 die Beschleunigung der in dem Accumulator enthaltenen Masse $m_1 = \frac{F_1(k - v\,x)\gamma}{g}$ und c_2 die Beschleunigung der das Zuleitungsrohr AB ausfüllenden Wassermasse $m_2 = \frac{F_2\,l\,\gamma}{g}$ in dem betrachteten Augenblicke sein. Bezeichnet nun P die auf Beschleunigung dieser Massen wirkende Kraft, so hat man nach dem allgemeinen Gesetze

$$\text{Beschleunigung} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}}$$

$$(m + m_3)\,c + m_1 c_1 + m_2 c_2 = P \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

Mit Rücksicht darauf nun, daß $c_1 = c\,\frac{F}{F_1}$ und $c_2 = c\,\frac{F}{F_2}$ sein muß, findet man

$$(m + m_3) c + m_1 c_1 + m_2 c_2$$

$$= F(q + q_0 + x + w) \frac{\gamma}{g} c + F_1 (k - v x) \frac{\gamma}{g} \frac{F}{F_1} c + F_2 l \frac{\gamma}{g} \frac{F}{F_2} c$$

$$= F \frac{\gamma}{g} [q + q_0 + x(1 - v) + w + k + l] c = Mc \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

wenn der Factor von c mit M bezeichnet wird. Man hat daher für die Beschleunigung c der Plattform die Gleichung

$$c = \frac{P}{M},$$

worin man die Größe

$$M = F \frac{\gamma}{g} (q + q_0 + w + k + l)$$

als constant voraussetzen darf, da der Werth $x (1 - v)$ hiergegen verschwindend klein ist.

Die Triebkraft P dagegen, und somit auch die Beschleunigung c nehmen mit jedem Augenblicke ab, und zwar nicht nur, weil mit jeder Zunahme von x die Ueberdruckhöhe h auf beiden Seiten eine Verminderung zusammen im $(1 + v)$fachen Betrage des Wachsthums von x erfährt, sondern auch, weil stetig ein gewisser Theil des Ueberdruckes zur Erzeugung der Geschwindigkeit des Wassers verwendet wird. Man gewinnt hiervon eine deutliche Vorstellung, wenn man sich den Unterschied zwischen dem hydrostatischen Drucke des Wassers an einer in Ruhe befindlichen Stelle und dem hydraulischen Drucke an einer bewegten Stelle klar macht. Nach Thl. I, §. 427 ist die hydraulische Druckhöhe an einer Stelle, woselbst das Wasser mit der Geschwindigkeit v_2 sich bewegt, um die Größe $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ kleiner als die hydrostatische Druckhöhe an derselben Stelle, wenn v_1 die Geschwindigkeit an der Eintrittsstelle des Wassers bedeutet. Hiernach bestimmt sich im vorliegenden Falle der auf Beschleunigung der Masse M wirkende Druck wie folgt. Wird im tiefsten Stande des Hebekolbens behufs Einleitung der Hebung durch Ziehen des Einlaßschiebers oder Ventils S dem Wasser ein freier Durchgangsquerschnitt f dargeboten, so drückt an dieser Stelle der Accumulator im ersten Augenblicke dem Ueberdrucke $h - \sigma - \sigma_1 - \varphi$ entsprechend mit dem hydrostatischen Drucke $f\ (h - \sigma - \sigma_1 - \varphi)\ \gamma$, worin $h = k - q - q_0 + \eta w$ zu setzen ist. Diese treibende Kraft nimmt aber mit dem Beginne der Kolbenbewegung stetig ab. Hat sich nämlich der Hebekolben auf die Höhe $DD' = x$ erhoben, in welchem Augenblicke seine Geschwindigkeit gleich v sein möge, so hat sich nach dem Vorstehenden zunächst die hydrostatische Druckhöhe h um den Werth $x + y = x\ (1 + v)$ vermindert, außerdem ist aber die von dem bewegten Wasser-

strahle in S ausgeübte hydraulische Druckhöhe noch um $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ kleiner als die hydrostatische, wenn v_2 und v_1 die Geschwindigkeiten in S und in G' bedeuten. Nun ist $v_1 F_1 = v F$, daher $v_1 = \frac{F}{F_1} v = \nu v$, und $v_2 f = v F$, daher $v_2 = \frac{F}{f} v = \mu v$, wenn das Querschnittsverhältniß $\frac{F}{f}$ des Hebecylinders zur Einlaßöffnung mit μ bezeichnet wird. Daher hat man die hydraulische Druckhöhe in S für diesen Augenblick

$$h - \sigma - \sigma_1 - \varphi - (1 + \nu) x - (\mu^2 - \nu^2) \frac{v^2}{2g},$$

worin man ν^2 übrigens gegen μ^2 vernachlässigen kann, da ν immer kleiner als 1, dagegen μ meist zwischen 20 und 40 gelegen ist, also ν^2 meist kaum $^1/_{10}$ Proc. von μ^2 sein wird. Nunmehr ergiebt sich also die Beschleunigung des Hebekolbens in der betrachteten Stellung, d. h. um x von der tiefsten Lage entfernt zu

$$c = \frac{P}{M} = \frac{f\gamma \left[h - \sigma - \sigma_1 - \varphi - (1 + \nu) x - \mu^2 \frac{v^2}{2g}\right]}{F\gamma (q + q_0 + w + k + l)} g$$

$$= \frac{a - (1 + \nu) x - \mu^2 \frac{v^2}{2g}}{\mu b} g,$$

wenn man hierin der Kürze wegen

$$h - \sigma - \sigma_1 - \varphi = a$$

$$\text{und } q + q_0 + w + k + l = b$$

setzt. Führt man für die Beschleunigung c den allgemeinen Werth $c = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$ ein, und setzt $v = \frac{\partial x}{\partial t}$, so erhält man schließlich die für alle hydraulischen Hebevorrichtungen gültige Gleichung:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = \frac{a - (1 + \nu) x - \mu^2 \left(\frac{\partial x}{\partial t}\right)^2 \frac{1}{2g}}{\mu b} g \quad . . . (5)$$

Diese Differentialgleichung würde in dieser Form der Integration große Schwierigkeiten entgegensetzen, man kann aber leicht durch eine Annäherung zu einem genügenden Resultate gelangen. Die Geschwindigkeitshöhe $\mu^2 \frac{v^2}{2g}$ nimmt nämlich, wie oben auseinandergesetzt worden, von Null im Anfange steigend bis zu einem von der Geschwindigkeit v des Hebekolbens abhängigen Werthe zu. Diese letztere Geschwindigkeit v des Hebekolbens ist nun bei

allen hydraulischen Hebevorrichtungen wegen der großen Massen nur klein, selten wird sie den Werth von 0,3 m übersteigen, und wenn auch die zugehörige Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Einlaßventil in dem Verhältnisse $\frac{F}{f}$ größer ist, so bleibt doch die betreffende Geschwindigkeitshöhe meist nur klein im Vergleiche mit den großen hydrostatischen Druckhöhen, welche beim Accumulatorbetriebe angewendet werden.

Man wird daher nur einen kleinen Fehler begehen, wenn man bei Bestimmung der beschleunigenden Kraft die Voraussetzung macht, diese Geschwindigkeitshöhe sei nicht erst bei Erreichung der größten Kolbengeschwindigkeit v, sondern von Anfang an in Abrechnung zu bringen. Rechnet man unter dieser Voraussetzung die Zeit t einer Hebung aus, so wird man den Werth ein Weniges größer erhalten, als die wirkliche Zeitdauer beträgt, indem die Beschleunigung im Anfange der Bewegung in Wirklichkeit etwas größer sein wird, als angenommen worden, da im Anfange die von h abzuhaltende Geschwindigkeitshöhe noch nicht den zu Grunde gelegten höchsten Werth erreicht hat. Wenn man diese Voraussetzung zuläßt, so geht die oben entwickelte Hauptgleichung (5) über in

$$c = \frac{f\gamma\,(h - \sigma - \sigma_1 - \varphi) - (1 + \nu)\,x}{F\gamma\,(q + q_0 + w + k + l)}\,g$$

$$= \frac{a - (1 + \nu)\,x}{\mu\, b}\,g \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

worin h nicht mehr die wirkliche Ueberdruckhöhe zwischen D und G, Fig. 78, bedeutet, sondern einen Werth, welcher um den Betrag von $\mu^2 \frac{v^2}{2g}$ kleiner ist.

Um aus der gefundenen Gleichung (6) den Ausdruck für die Zeit t zu ermitteln, setzt man $c = \frac{\partial v}{\partial t}$, wodurch man erhält:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{a - (1 + \nu)\,x}{\mu\, b}\,g.$$

Multiplicirt man diese Gleichung mit

$$v = \frac{\partial x}{\partial t},$$

so erhält man:

$$v\,\partial v = g\,\frac{a - (1 + \nu)\,x}{\mu\, b}\,\partial x,$$

woraus durch Integration folgt:

$$\frac{v^2}{2} = g\left(\frac{a}{\mu b}x - \frac{1+\nu}{2\mu b}x^2\right) + Const.$$

Da für $x = 0$ auch $v = 0$ ist, so findet sich $Const. = 0$. Man hat daher

$$v^2 = \left(\frac{\partial x}{\partial t}\right)^2 = g\left[\frac{2a}{\mu b}x - \frac{1+\nu}{\mu b}x^2\right] \quad \ldots \quad (7)$$

oder

$$\partial t = \sqrt{\frac{\mu b}{g}}\,\frac{\partial x}{\sqrt{2ax - (1+\nu)x^2}} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

Bezeichnet nun s die Größe einer Hebung des Arbeitskolbens, so findet sich die hierzu erforderliche Zeit zu

$$t = \sqrt{\frac{\mu b}{g}} \cdot \int_0^s \frac{\partial x}{\sqrt{2ax - (1+\nu)x^2}}.$$

Nun ist nach einer bekannten Integralformel:

$$\int_0^s \frac{\partial x}{\sqrt{2ax - (1+\nu)x^2}} = \frac{-1}{\sqrt{1+\nu}}\left(arc\sin\frac{a-(1+\nu)s}{a} - arc\sin 1\right)$$

$$= \frac{1}{\sqrt{1+\nu}}\left(\frac{\pi}{2} - arc\sin\frac{a-(1+\nu)s}{a}\right)$$

$$= \frac{1}{\sqrt{1+\nu}}\,arc\cos\frac{a-(1+\nu)s}{a};$$

daher hat man:

$$t = \sqrt{\frac{\mu b}{g(1+\nu)}}\,arc\cos\left(1 - \frac{1+\nu}{a}s\right) \quad \ldots \quad (9)$$

oder nach Einsetzung der Werthe

$a = h - \sigma - \sigma_1 - \varphi$ und $b = q + q_0 + w + k + l$:

$$t = \sqrt{\frac{\mu}{g}\,\frac{q+q_0+w+k+l}{1+\nu}}\,arc\cos\left(1 - \frac{1+\nu}{h-\sigma-\sigma_1-\varphi}s\right) \quad (10)$$

Ist die Zeit t einer Hebung gegeben, so schreibe man:

$$1 - \frac{1+\nu}{a}s = \cos\frac{180^0}{\pi}t\sqrt{\frac{g}{\mu}\,\frac{1+\nu}{b}},$$

woraus

$$a = \frac{(1+\nu)s}{1 - \cos\frac{180^0}{\pi}t\sqrt{\frac{g}{\mu}\,\frac{1+\nu}{b}}} = h - \sigma - \sigma_1 - \varphi \quad \ldots (11)$$

folgt. Man erhält daher

$$h = \sigma + \sigma_1 + \varphi + \frac{(1+\nu)\,s}{1 - \cos\frac{180^0}{\pi}t\sqrt{\frac{g}{\mu}\,\frac{1+\nu}{q+q_0+w+k+l}}} \quad . \; . \; (12)$$

Die Geschwindigkeit v, mit welcher der Hebekolben den Endpunkt des Weges s erreicht, bestimmt sich gleichfalls aus der gefundenen Formel (7) für v^2 zu

$$v = \sqrt{\frac{g}{\mu}\,\frac{2as-(1+\nu)s^2}{b}}$$

$$= \sqrt{\frac{g}{\mu}\,\frac{2(h-\sigma-\sigma_1-\varphi)s-(1+\nu)s^2}{q+q_0+w+k+l}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; (13)$$

Zu dieser Geschwindigkeit des Hebekolbens gehört eine Geschwindigkeit des Wassers durch die Einlaßöffnung $v_2 = \mu v$, und wenn man die dieser Durchgangsgeschwindigkeit v_2 entsprechende Höhe

$$\frac{v_2^2}{2g} = \mu\,\frac{2as-(1+\nu)s^2}{2b} = h_1 \text{ zu } h$$

hinzufügt, so erhält man die Ueberdruckhöhe, um welche der Wasserspiegel des Accumulators denjenigen des Hebekolbens übersteigen muß, um den beabsichtigten Zweck zu erreichen, d. h. um die Hebung auf die Höhe s in der gegebenen Zeit t zu ermöglichen.

In derselben Weise hat man die Rechnung für den Niedergang zu führen. Hier bestimmt sich die Beschleunigung c' der zu bewegenden Massen für eine Stellung des Hebekolbens, welche von dessen höchster Stellung um x' entfernt ist und bei einer Schieberöffnung f' in derselben Weise wie für den Aufgang zu

$$c' = \frac{\partial v'}{\partial t'} = \frac{f'(h'-\sigma'-\varphi'-x')}{F(q_0+w+k'+l')}\,g = \frac{a'-x'}{\mu' b'}\,g,$$

wenn man berücksichtigt, daß hier q_0 die treibende und $k'+w$ die zu hebende Wassersäule darstellen. Daher ist hier die Ueberdruckhöhe

$$h' = q_0 - \frac{w}{\eta} - k' \text{ und } \nu = 0$$

anzunehmen, indem der Wasserspiegel des Rücklaufreservoirs den Kolbenquerschnitt vielfach übersteigt. Hier ist analog der Rechnung für die Hebung

$$\frac{F}{f'} = \mu'; \; h'-\sigma'-\varphi' = a' \text{ und } q_0+w+k'+l' = b'$$

gesetzt. Man findet ebenso durch Multiplication mit $v' = \frac{\partial x'}{\partial t'}$:

$$v' \partial v' = g \frac{a' - x'}{\mu' b'} \partial x'$$

und durch Integration:

$$v'^2 = \left(\frac{\partial x'}{\partial t'}\right)^2 = g\left(\frac{2a'}{\mu' b'} x' - \frac{x'^2}{\mu' b'}\right),$$

daher die Endgeschwindigkeit der Plattform in ihrer tiefsten Lage:

$$v' = \sqrt{\frac{g}{\mu'} \frac{2a's - s^2}{b'}} = \sqrt{\frac{g}{\mu'} \frac{2(h' - \sigma' - \varphi')s - s^2}{q_0 + w + k' + l'}} \ldots . (14)$$

Für die Zeit t' eines Niederganges hat man aus obiger Gleichung

$$\partial t' = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \frac{\partial x'}{\sqrt{2a'x' - x'^2}},$$

daher

$$t' = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \int_0^s \frac{\partial x'}{\sqrt{2a'x' - x'^2}} = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \, arc \cos\left(1 - \frac{s}{a'}\right) \ldots (15)$$

woraus wie oben

$$a' = \frac{s}{1 - \cos \frac{180^0}{\pi} t' \sqrt{\frac{g}{\mu' b'}}} \ldots\ldots\ldots . (16)$$

folgt. Man hat daher

$$h' = \sigma' + \varphi' + \frac{s}{1 - \cos \frac{180^0}{\pi} t' \sqrt{\frac{g}{\mu'(q_0 + w + k' + l')}}},$$

zu welcher Größe man wieder die Geschwindigkeitshöhe

$$h_1' = \frac{\mu'^2 v'^2}{2g} = \mu' \frac{2a's - s^2}{2b'}$$

hinzuzufügen hat, um die Ueberdruckhöhe des Wasserspiegels q_0 über dem Rücklaufbassin zu erhalten, wenn die Zeit einer Senkung zu t' Secunden vorgeschrieben ist.

Der Reibungswiderstand der Kolben in den Manschetten ist nach den sorgfältigen Versuchen von Hick*) proportional mit dem Drucke auf die Flächeneinheit des Kolbens und mit dem Durchmesser desselben, aber von der Höhe des Lederrandes unabhängig. Nach diesen Versuchen ist die totale Kolbenreibung $R = \varkappa \frac{K}{D}$, worin K den Kolbendruck in Kilo-

*) Engineer, 1. Juni 1866 und daraus im Auszuge Verhandlg. d. Ver. z. Bef. d. Gew. 1866.

grammen, D den Durchmesser und $\varkappa$ eine Erfahrungszahl bedeutet, welche je nach der Beschaffenheit des Leders zwischen 1,009 und 2,48 variirt, wenn D in Millimetern angegeben ist. Setzt man diese Reibung gleich dem Gewichte einer Wassersäule von dem Kolbenquerschnitt $F = \frac{\pi D^2}{4}$ zur Grundfläche und der Höhe σ, so findet man diese Höhe in Metern durch

$$\frac{\pi D^2}{4} \frac{\sigma}{1000} = \varkappa \frac{K}{D} = \frac{\varkappa}{D} \frac{\pi D^2}{4} \frac{k}{1000},$$

wenn k die der Kolbenkraft K entsprechende Wassersäulenhöhe bedeutet. Hieraus folgt

$$\sigma = \frac{\varkappa}{D} k,$$

zwischen

$$\frac{1,009}{D^{mm}} k \text{ und } \frac{2,48}{D^{mm}} k.$$

Für einen Kolben von 100 mm Durchmesser würde daher der Verlust an Druckhöhe 1 bis 2,48 Procent betragen. Nach den älteren Angaben von Rankine ist die Kolbenreibung bei hydraulischen Pressen viel größer, danach beträgt sie etwa 10 Procent der Kolbenkraft; Werner nimmt sie in einem Aufsatze über Accumulatoren, Zeitschr. deutsch. Ing. 1867, S. 65, durchschnittlich zu 5 Procent der Kolbenkraft an. Den jedesmaligen Verhältnissen entsprechend wird man daher für den Werth von σ eine Annahme zu machen haben. Die Reibungswiderstände φ und φ' des Wassers in den Röhren sind nach den in Thl. I, Absch. VII, Cap. 4 angegebenen Regeln zu bestimmen.

Wenn die Last Q nicht, wie vorstehend angenommen worden, direct auf dem Hebekolben ruht, sondern wie bei den Aufzügen, Fig. 74 und 76, indirect, etwa durch Vermittelung von Rollen auf den Hebekolben drückt, so ändert sich an der Rechnung nichts weiter, als daß man unter q eine Wassersäule zu verstehen hat, deren Gewicht nicht der Last selbst, sondern dem Widerstande $\frac{n Q}{\eta}$ gleich ist, wenn n das Umsetzungsverhältniß der Bewegung und η den Wirkungsgrad des betreffenden Mechanismus bedeutet.

Wenn zum Betriebe anstatt des Accumulators ein Hochreservoir verwendet wird, so hat man, da der Wasserspiegel desselben den Kolbenquerschnitt meistens bedeutend übersteigen wird, die Größe $v = \frac{F}{F_1}$ in den vorstehenden Formeln gleich Null zu setzen.

Beispiel. Als Beispiel für die vorstehenden Ermittelungen sei die Hebevorrichtung der Ruhrort-Homberger Trajectanstalt, Fig. 73, gewählt. Bei der-

selben ist $F = 0{,}0774$ qm, $F_1 = \frac{0{,}418^2}{4}\pi = 0{,}1372$ qm; daher $\nu = \frac{F}{F_1} = 0{,}565$. Das Gewicht der Plattform beträgt $Q_0 = 28\,500$ kg; daher hat man $q_0 = \frac{28{,}5}{0{,}0774} = 368$ m, und da die Gegengewichte zusammen 23 500 kg wiegen, so ist $w = \frac{23{,}500}{0{,}0774} = 302$ m zu setzen. Als Wirkungsgrad für die Kettenrollen möge der Werth $\eta = 0{,}95$ angenommen werden. Setzt man nun eine Belastung der Plattform durch ein Gewicht der Waggons von 400 Ctr. $= 20\,000$ kg, also $q = \frac{20}{0{,}0774} = 257$ m voraus, und stellt die Bedingung, daß diese Last in $^3/_4$ Minuten = 45 Secunden auf die maximale Hubhöhe $s = 8{,}7$ m gehoben werden soll, so handelt es sich darum, die mindestens erforderliche Ueberdruckhöhe h zu bestimmen, oder es ist zu untersuchen, ob die Belastung des Accumulators entsprechend einer Wassersäule von $k = 431$ m Höhe zu dieser Leistung ausreichen wird. Hierzu hat man die Gleichung (11):

$$a = h - (\sigma + \sigma_1 + \varphi) = \frac{(1+\nu)s}{1 - cos\,\frac{180^0}{\pi}t\sqrt{\frac{g}{\mu}\,\frac{1+\nu}{q+q_0+w+k+l}}}.$$

Da das Einlaßventil 52,3 mm weit ist, also $\mu = \left(\frac{314}{52{,}3}\right)^2 = 36$ und die Röhrenlänge l in der Homberger Anlage etwa 50 m groß ist, so findet man

$$a = h - (\sigma + \sigma_1 + \varphi) = \frac{1{,}565\,.\,8{,}7}{1 - cos\,\frac{180^0}{3{,}14}45\sqrt{\frac{9{,}81}{36}\,\frac{1{,}565}{257+368+302+431+50}}}$$

$$= \frac{13{,}61}{1 - cos\,44^0\,40'} = \frac{13{,}61}{0{,}2888} = 47{,}1 \text{ m}.$$

Nimmt man den Werth für die Manschettenreibung zu 3 Procent des Kolbendruckes an (nach den Hick'schen Versuchen würde nur $\frac{2{,}48}{314} = 0{,}008$ für den Hebekolben und nur $\frac{2{,}48}{418} = 0{,}006$ für den Accumulator herauskommen), so hat man

$$\sigma = 0{,}03\,(q + q_0 - \eta\,w) = 0{,}03\,(257 + 368 - 0{,}95\,.\,302) = 10{,}0 \text{ m}$$

und

$$\sigma_1 = 0{,}03\,.\,431 = 13 \text{ m}$$

zu setzen.

Um φ zu bestimmen, kann man eine durchschnittliche Geschwindigkeit des Hebekolbens von $\frac{8{,}7}{45} = 0{,}194$ m, also in der Röhre, deren Durchmesser d 104,6 mm beträgt, eine durchschnittliche Geschwindigkeit von $\left(\frac{314}{104{,}6}\right)^2 \cdot 0{,}194 = 1{,}75$ m voraussetzen. Man erhält daher den Druckverlust in der Röhre nach Thl. I, §. 456 zu

$$\varphi = \zeta\,\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g} = 0{,}02\,\frac{50}{0{,}104}\,\frac{1{,}75^2}{2\,.\,9{,}81} = 1{,}5,$$

daher man $\sigma + \sigma_1 + \varphi = 10 + 13 + 1{,}5 = rot.\ 25$ m hat.

Ferner bestimmt sich die Geschwindigkeit des Hebekolbens in seiner höchsten Stellung nach (13) zu:

$$v = \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{2as - (1+\nu)s^2}{q + q_0 + w + k + l}}$$

$$= \sqrt{\frac{9{,}81}{36} \frac{2 \,.\, 47{,}1 \,.\, 8{,}7 - 1{,}565 \,.\, 8{,}7^2}{257 + 368 + 302 + 431 + 50}} = 0{,}370 \text{ m}.$$

Die zugehörige Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Ventil beträgt daher $\mu v = 36 \,.\, 0{,}370 = 13{,}3$ m, daher gehört zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit noch die Druckhöhe

$$h_1 = \frac{13{,}3^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 9{,}04 \text{ m}.$$

Nunmehr findet sich die mindestens erforderliche Niveaudifferenz zwischen dem Wasserspiegel des Accumulators und dem des Hebekolbens zu

$$h = a + \sigma + \sigma_1 + \varphi + h_1 = 47{,}1 + 25 + 9{,}04 = 81{,}14 \text{ m}.$$

In Wirklichkeit beträgt diese Differenz in dem angenommenen Falle

$$k - q - (q_0 - \eta w) = 431 - 257 - 368 + 287 = 93 \text{ m},$$

so daß der beabsichtigte Zweck mit Sicherheit zu erwarten ist, und die überschüssige Druckhöhe durch Drosselung des Einlaßventils ertödtet werden muß, wenn man eine größere Geschwindigkeit der Plattform verhindern will.

Für den Niedergang der Plattform hat man $k' = 18$ m, $l' = 0$; $\varphi' = 0$, $\mu' = 19$, daher fände sich unter Voraussetzung einer Zeit von ebenfalls 45 Sec. für das Senken nach (16)

$$a' = \frac{s}{1 - \cos \frac{180^0}{\pi} t \sqrt{\frac{g}{\mu' (q_0 + w + k')}}}$$

$$= \frac{8{,}7}{1 - \cos \frac{180^0}{3{,}14} 45 \sqrt{\frac{9{,}81}{19\,(368 + 302 + 18)}}} = \frac{8{,}7}{1 - \cos 70^0\, 30'} = 13{,}0 \text{ m}.$$

Die Endgeschwindigkeit der Plattform würde sich dann nach (14) zu

$$v' = \sqrt{\frac{9{,}81}{19} \frac{2 \,.\, 13 \,.\, 8{,}7 - 8{,}7^2}{368 + 302 + 18}} = 0{,}335 \text{ m}$$

ergeben.

Diesem Werthe würde eine Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Ausgangsventil von $19 \,.\, 0{,}335 = 6{,}36$ m entsprechen, welcher Größe eine Geschwindigkeitshöhe von 2,06 m zugehört. Nimmt man für die Manschettenreibung noch einen Werth

$$\sigma' = 0{,}03 \left(q_0 - \frac{w}{\eta}\right) = 0{,}03 \,.\, (368 - 318) = 1{,}5 \text{ m}$$

an, so wäre eine Ueberdruckhöhe von

$$h' = 13 + 1{,}5 + 2{,}06 = 16{,}56 \text{ m}$$

erforderlich. Da die vorhandene Ueberdruckhöhe jedoch den größeren Werth

$$q_0 - \frac{w}{\eta} - k' = 368 - 318 - 18 = 32 \text{ m}$$

hat, so wird das Senken der leeren Plattform in kürzerer Zeit zu bewerkstelligen sein. Rechnet man nämlich von diesen 32 m etwa 5 m zur Ueberwindung der Manschettenreibung und zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit durch das Auslaßventil ab, so ergiebt sich, einer verbleibenden Höhe von $a' = 27$ m entsprechend, die Zeit für die Senkung nach (15) zu

$$t' = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \, arc\,cos \left(1 - \frac{s}{a'}\right)$$

$$= \sqrt{\frac{19 \, . \, (368 + 302 + 18)}{9,81}} \, arc\,cos \left(1 - \frac{8,7}{27}\right) = 30,2 \text{ Secunden.}$$

Bei dem Senken der belasteten Plattform wird natürlich eine zu große Geschwindigkeit derselben durch Drosselung des Austrittsventils verhütet werden müssen.

Pneumatische Aufzüge. In neuerer Zeit hat man auch pneumatische Aufzüge in Anwendung gebracht. Zwei solcher Gichtaufzüge sind §. 20.

Fig. 79.

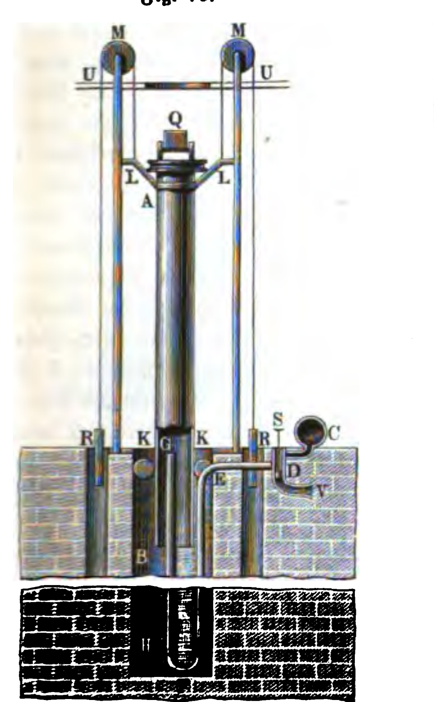
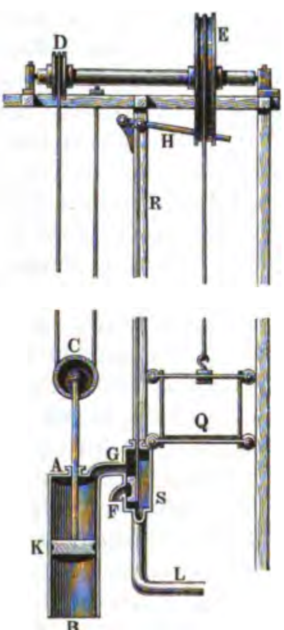


Fig. 80.



in den Figuren 79 und 80 abgebildet. Der Aufzug in Fig. 79 ist von Gibbons für vier Eisenhohöfen in der Nähe von Dudley construirt worden und hat sich schon seit einer Reihe von Jahren bewährt. Derselbe besteht

aus einer 1,75 m weiten und 16 m langen Röhre *AB* aus Eisenblech, welche von unten mit comprimirter Luft gefüllt wird, und von dieser sammt der auf einer von ihrem Deckel *A* gebildeten Plattform stehenden Last *Q* senkrecht emporgehoben wird. Die comprimirte Luft wird aus dem Windreservoir des Gebläses, welches die Hochöfen mit Wind versorgt, durch die Röhrenleitung *CDEFG* zugeführt, und der Abschluß der unten offenen Röhre *AB* wird durch Wasser bewirkt, welches den ausgemauerten Schacht *BEF* fast ganz ausfüllt. Damit das Rohr *AB*, welches anfangs auf einem Stege im Schachttiefsten aufruht, genau senkrecht emporsteigen könne, läßt man dasselbe innerhalb des Schachtes in Walzen *K*, *K* und außerhalb desselben in einer aus vier Säulen bestehenden Leitung gehen, gegen welche sich vier aus dem Haupte der Röhre *AB* hervorstehende Arme *LL* stemmen.

Um den Auf- und Niedergang der Kraftröhre *AB* zu reguliren, ist die Leitung, welche den Wind der Röhre zuführt, mit einem Steuercylinder *DS* versehen, in welchem ein Steuerkolben *D* (s. Thl. II) auf- und niedergeschoben werden kann. Steht die Kraftröhre unten auf, und hat man die Last *Q* auf die Plattform derselben gebracht, so schiebt man den Steuerkolben abwärts und bringt ihn in die Stellung, welche die Figur anzeigt. In Folge dessen ist nun das Innere von *AB* mit dem Windreservoir des Gebläses in Communication gesetzt, und es wird diese Röhre durch das Uebergewicht des inneren Luftdruckes über den äußeren Luftdruck emporgehoben. Ist später die Last *Q* beinahe in das Niveau des Gichtbodens *UU* gekommen, so zieht die Kraftröhre mittelst eines Hebels den Steuerkolben *S* wieder empor, und alsdann tritt das Innere von *AB* durch das Ausblaserohr *V* mit der äußeren Luft in Verbindung. Hat man nun durch Gegengewichte *R*, welche mittelst der über die Rollen *M* geführten Seile *LMR* an die Arme *L* der Röhre *AB* angeschlossen sind, das Gewicht der letzteren beinahe äquilibrirt, so sinkt die von der Last *Q* befreite Röhre *AB* wieder langsam herab, und treibt hierbei die Luft aus ihrem Inneren durch *V* nach außen. Außer der Mündung *V* ist noch ein Ventil im Kopfe der Kraftröhre angebracht, durch welches sich das Auf- und Niedersteigen der letzteren reguliren läßt. (Näheres über diesen Aufzug s. The Civil-Eng. and Arch. Journal, 1849; und Polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850.)

Statt der langen Kraftröhre läßt sich ein gewöhnlicher Cylinder *AB*, Fig. 80, mit Kolben und Kolbenstange anwenden, wenn man die Last nicht unmittelbar an die Kolbenstange anschließt, sondern dieselbe durch ein Vorgelege mit der Kolbenstange verbindet. Bei der Einrichtung des in Fig. 80 abgebildeten Aufzuges wird der Kolbenhub *s* zunächst durch die lose Rolle *C* verdoppelt und dann durch die Welle *DE* mit den Rollen *D* und *E* vergrößert.

Ist z. B. der Durchmesser der Rolle D viermal in demjenigen von E enthalten, so entspricht jedem Meter Schub des Kolbens eine Erhebung der Last Q um 8 m, und daher muß die auf den Kolben wirkende Druckkraft K gleich 8 Q sein, wenn von allen Nebenhindernissen abgesehen wird. Durch den Schieber S, dessen Bewegung mittelst des Hebels H bewirkt wird, kann die Zu- und Abführung der Luft bewirkt werden, die beim Heben auf dem Wege LSG in den Cylinder gelangt, welchen sie in der höchsten Stellung des Schiebers durch dessen Höhlung auf dem Wege GF verläßt.

Fig. 81.



Eine andere neuerdings vielfach als Gichtaufzug für Hochöfen (Bochum, Schwechat) in Anwendung gebrachte pneumatische Hebevorrichtung ist die nach dem System von Gjers*) ausgeführte (Fig. 81). Hierbei ist in der vertical aufgestellten innerlich genau cylindrisch ausgebohrten Röhre A ein durch Ringe dichtschließend gemachter schwerer Kolben K geführt. Mit diesem Kolben ist die quadratische Plattform B durch vier an ihren Ecken befestigte Drahtseile D verbunden, welche über vier diagonal gestellte Leitrollen C geführt sind, so daß ein Auf- oder Absteigen des Kolbens K eine gleichgroße entgegengesetzte Bewegung der Plattform zur Folge hat. Der Kolben K ist so schwer gemacht, daß dadurch die Plattform nebst den leeren Erz- oder Coakswagen, sowie ein Theil der Nutzlast ausbalancirt ist.

Wird nun in der höchsten Stellung des Kolbens und der tiefsten Lage der Plattform durch das Rohr a mittelst einer Dampfmaschine die Luft aus dem Cylinder A abgesaugt, so wird der Kolben durch den Ueberdruck der äußeren Atmosphäre abwärts bewegt und die Plattform gehoben. Um die letztere nach Auswechselung der gefüllten Wagen durch leere wieder niedergehen zu lassen, wird nunmehr durch eine Schieberverstellung die von der

*) S. Engineering 1872, p. 343 u. a. a. O.

Dampfmaschine betriebene Luftpumpe in eine Compressionspumpe verwandelt, welche durch dasselbe Rohr a so lange Luft in den Cylinder treibt, bis der Ueberdruck derselben gegen die untere Fläche des Kolbens diesen zum Aufsteigen zwingt. Der Ueberdruck der Luft beträgt bei dem Schwechater Aufzuge*) $1/3$ Atmosphäre für eine Erzladung, welche ein unausbalancirtes Gewicht von 2 Tonnen hat, während bei einer Coaksbeschickung von $1/2$ Tonne Ueberlast ein Ueberdruck der Luft von $1/12$ Atmosphäre genügt.

Die Berechnung einer pneumatischen Hebevorrichtung kann in folgender Weise geschehen. Ist W die durch die Last Q, unter Berücksichtigung der Nebenhindernisse und etwaigen Gegengewichte auf den Kolben ausgeübte und von diesem zu überwindende Widerstandskraft, so hat man, unter F den Kolbenquerschnitt, unter p_0 die äußere und unter p die innere Luftpressung pro Flächeneinheit verstanden:

$$W = F(p - p_0).$$

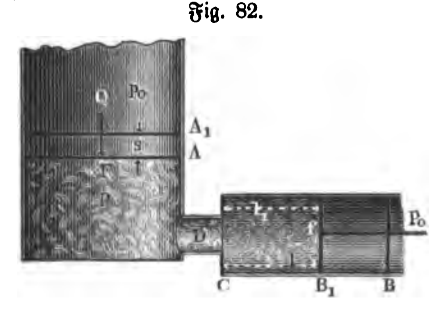
Bezeichnet nun s den Weg des Kolbens, so hat der letztere auf diesem Wege die mechanische Arbeit verrichtet:

$$A_0 = F(p - p_0)s = V(p - p_0),$$

wenn mit V das hierbei von dem Kolben durchlaufene Volumen Fs bezeichnet wird.

Um die Arbeit zu bestimmen, welche hierzu von der Betriebsmaschine der Pumpe aufgewendet werden muß, sei f der Querschnitt des Pumpenkolbens B, Fig. 82, und $l = BC$ der Schub desselben. Bei der Bewegung des Pumpkolbens von B nach B_1 wird zunächst die in dem Cylinder vor dem Kolben befindliche Luft von atmosphärischer Spannung p_0 so weit verdichtet, bis ihre Spannung gleich p geworden ist. Von diesem Augenblicke an findet eine weitere Verdichtung nicht mehr statt, es wird vielmehr während des Kolbenweges $B_1C = l_1$ nur die Luft aus dem Pumpencylinder durch das Rohr D in den Hebecylinder gepreßt, wobei der Kolben A nach A_1 um die Länge $AA_1 = s$ verschoben wird, so daß $Fs = fl_1 = V$ ist. Die während der Com-

Fig. 82.



*) Excursionsbericht von Riedler 1876, Skizze 74.

pressionsperiode auf den Kolben B durch die Dampfmaschine übertragene Arbeit bestimmt sich nach Thl. I, §. 415 zu

$$A_1 = f l_1 p \log nat \frac{p}{p_0} - f p_0 (l - l_1)$$
$$= V p \log nat \frac{p}{p_0} - V \frac{p_0}{l_1} (l - l_1),$$

indem die äußere Atmosphäre auf die Rückfläche des Kolbens mit einer Kraft $f p_0$ auf dem Wege $(l - l_1)$ wirksam ist.

Die Arbeit A_2, welche während des zweiten Theiles $B_1 C = l_1$ von der Maschine auf den Pumpkolben übertragen werden muß, ist ferner

$$A_2 = f (p - p_0) l_1 = V (p - p_0),$$

daher die Gesammtarbeit während eines Kolbenschubes

$$A = A_1 + A_2 = V p \log nat \frac{p}{p_0} - V \frac{p_0}{l_1} (l - l_1) + V (p - p_0)$$
$$= V p \log nat \frac{p}{p_0},$$

da

$$V \frac{p_0}{l_1} (l - l_1) = V (p - p_0) \text{ ist.}$$

Man hat daher den Wirkungsgrad η für den pneumatischen Hebecylinder gleich

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{p - p_0}{p \log nat \frac{p}{p_0}} = \frac{v - 1}{v \log nat\, v},$$

wenn man das Verdichtungsverhältniß $\frac{p}{p_0}$ mit v bezeichnet.

In ähnlicher Weise findet man für den Aufzug mit verdünnter Luft, Fig. 81, wofür $W = F (p_0 - p)$ ist, die eigentliche Hebearbeit

$$A_0 = W s = V (p_0 - p) = V p_0 \frac{v - 1}{v},$$

wenn hier das Verdünnungsverhältniß $\frac{p_0}{p}$ gleich v gesetzt wird.

Ferner hat man die wirklich aufzuwendende Arbeit:

$$A = f l p_0 - V p_0 \log nat \frac{p_0}{p} - f l_1 p,$$

oder, da $f l_1 = F s = V$ und $l p = l_1 p_0$ ist:

$$A = V p_0 \left(\frac{p_0}{p} - \log nat \frac{p_0}{p} - \frac{p}{p_0}\right) = V p_0 \left(v - \log nat\, v - \frac{1}{v}\right).$$

Folglich hat man für verdünnte Luft den Wirkungsgrad

$$\eta' = \frac{A_0}{A} = \frac{v - 1}{v^2 - \log nat\, v - 1}.$$

Bei näherer Rechnung findet man, daß der Wirkungsgrad der pneumatischen Hebevorrichtungen um so kleiner wird, je größer das Verhältniß ν der Luftpressungen gewählt wird, und zwar stellt sich das Resultat bei der Wirkung verdünnter Luft ungünstiger, als bei der Compression. Dies ist aus der folgenden kleinen Tabelle zu ersehen, welche für mehrere Werthe von ν den nach obigen Formeln berechneten Wirkungsgrad η für comprimirte Luft und η' für verdünnte Luft enthält.

Tabelle für den Wirkungsgrad pneumatischer Hebevorrichtungen.

$\nu =$	1,1	1,2	1,3	1,5	2	3	5
$\eta = \frac{\nu - 1}{\nu \log nat \nu}$	0,953	0,914	0,878	0,822	0,721	0,607	0,496
$\eta' = \frac{\nu - 1}{\nu^2 - \log nat \nu - 1}$	0,950	0,905	0,860	0,781	0,619	0,425	0,251

Diesen mit pneumatischen Apparaten verbundenen Verlust hat man sich dadurch zu erklären, daß der Hebecylinder bei jedem einfachen Spiele mit comprimirter, bezw. verdünnter Luft gefüllt werden muß, und die hierzu erforderliche mechanische Arbeit gänzlich verloren geht.

Beispiel. Wenn bei dem Aufzuge, Fig. 80, die Last nebst Plattform 600 kg wiegt und das Verhältniß der Seilscheibendurchmesser D und E gleich $\frac{a}{b} = 1/4$ ist, so hat man den Widerstand, welcher sich der Kolbenbewegung entgegensetzt,

$$W = \frac{1}{\eta_1} Q . 2 . 4,$$

wenn η_1 den Wirkungsgrad des aus den beiden Trommeln und der losen Rolle C bestehenden Getriebes unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Kolben- und Stopfbüchsenreibung bedeutet. Nimmt man hierfür nach den früheren Ermittelungen etwa einen Werth $\eta_1 = 0{,}85$ an, so erhält man

$$W = \frac{600 . 8}{0{,}85} = 5647 \text{ kg}.$$

Setzt man eine Windpressung von $p_1 = 1^1/_3$ Atmosphären voraus, so ist eine Kolbenfläche F erforderlich von

$$F = \frac{5647}{1/_3 . 10336} = 1{,}639 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser gehört von 1,445 m. Der Wirkungsgrad des pneumatischen Cylinders bestimmt sich zu

$$\eta_2 = \frac{4/_3 - 1}{4/_3 \log nat 4/_3} = \frac{0{,}25}{0{,}288} = 0{,}867,$$

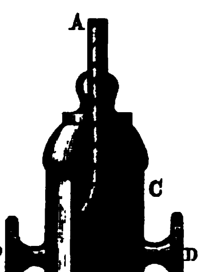
daher der Wirkungsgrad der ganzen Hebevorrichtung ohne Berücksichtigung der in der Compressionspumpe auftretenden Verluste (s. hierüber unter „Gebläse")

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0{,}85 \,.\, 0{,}867 = 0{,}737.$$

Senkbremsen. Es ist häufig nothwendig, Lasten von gewissen Höhen niederzulassen, und man hat dabei, um eine gleichmäßige sanfte Bewegung zu erzielen und eine schädliche Stoßwirkung der unten ankommenden Last zu vermeiden, die Beschleunigung derselben durch Bremswirkung aufzuheben. §. 21.

Ein einfacher Fall einer solchen Bremswirkung kommt z. B. bei den Rettungsapparaten vor, deren man sich bei Feuersbrünsten bedient, um sich aus oberen Stockwerken brennender Häuser herabzulassen. Diese Apparate wirken meistens durch die Reibung, welche beim Gleiten eines um einen Cylinder geschlungenen Seiles zwischen diesem und dem Cylinder entsteht. Ein solcher Apparat besteht im Wesentlichen aus einem spulenartigen Körper C, Fig. 83, um welchen in mehrfachen Windungen das Seil AB schraubenartig geschlungen ist, welches mit seinem oberen Ende an dem betreffenden Gebäude etwa an einem Fensterkreuze befestigt ist, während das Ende BB frei herabhängt. Wenn nun die betreffende Person sich mittelst eines Gürtels in einen an C befindlichen Haken einhängt, so muß beim Sinken der Cylinder an dem Seile gleiten, wobei eine Reibung entsteht, welche sich folgendermaßen beurtheilen läßt. Bezeichnet man die Spannung des oberen Seilendes A, welche gleich der anhängenden Last ist, mit S_1 und die des unteren freien Endes mit S_2, so gilt nach Thl. I, §. 199 die Beziehung $S_1 = S_2 e^{\varphi \alpha}$, wenn φ den Reibungscoefficienten und α den umschlungenen Bogen bedeutet. Die Reibung ist daher $F = S_1 - S_2 = S_2 (e^{\varphi \alpha} - 1)$, und man erkennt daraus, wie diese Reibung, welche von dem Durchmesser des umwickelten Cylinders ganz unabhängig ist, sehr schnell mit vermehrter Umwickelung des Seiles gesteigert werden kann. Es ist daher zur Hemmung des Herabgleitens nur nöthig, an dem freien Seilende eine geringe Zugkraft auszuüben, und der Herabgleitende kann durch entsprechendes Anheben und Freigeben des herabhängenden Seiles die Bewegung nach Belieben regeln. Nimmt man z. B. $\varphi = 0{,}3$ an, und setzt voraus, daß das Seil nur in zwei vollen Windungen um die Spule geschlungen sei, so hat man

Fig. 83.

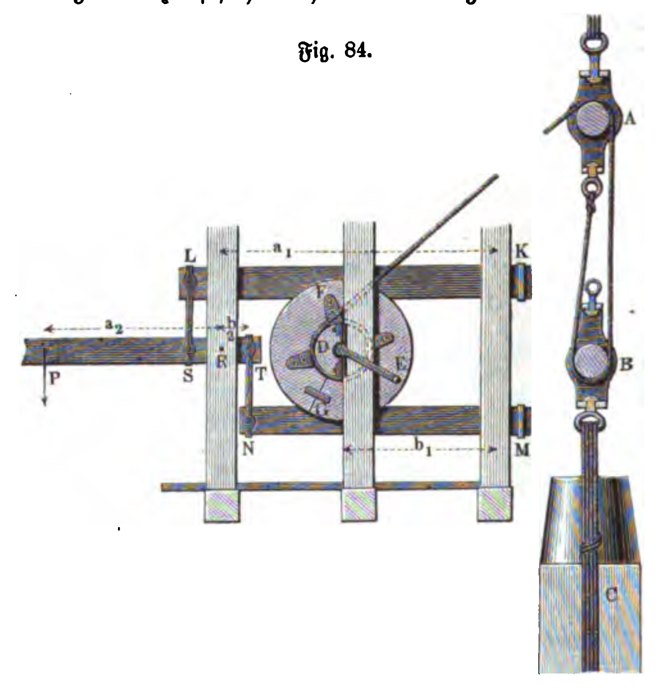


$$e^{\varphi \alpha} = 2{,}7182^{0{,}3 \cdot 2 \cdot 2\pi} = 43{,}3,$$

also die Reibung $F = 42{,}3\, S_2$, und es würde daher zum Anhalten nur erforderlich sein, das freie Seilende mit $^1/_{42}$ des eigenen Gewichtes anzuziehen. Die Knöpfe D können dazu dienen, das herabhängende Seilende darum zu schlingen, wenn an bestimmter Stelle ein längerer Stillstand beabsichtigt wird.

Bei den Maschinen besteht der Mechanismus zum Niederlassen der Lasten in der Regel der Hauptsache nach aus einer liegenden Welle mit einem

Fig. 84.



Bremsrade oder einer Bremsscheibe. Um diese Welle ist das Seil geschlungen, an welchem die Last hängt und welches sich während des Niederlassens der Last allmälig abwickelt, wobei der Bremsdrückel auf das Bremsrad aufzudrücken ist.

Einen solchen Bremshaspel, wie er zum Einhängen der Bau- und Maschinenstücke in Schächten angewendet wird, stellt Fig. 84 vor. AB ist ein gewöhnlicher Klobenzug, und C die an demselben aufgehängte Last, z. B. eine einzuhängende Welle; D ist ferner der Rundbaum eines Bremshaspels, DE das eine Haspelhorn oder die Kurbel und FG die auf dem Rundbaume D befestigte Bremsscheibe. Auf diese Scheibe werden die um K und M

drehbaren Bremshebel aufgedrückt, und hierzu dient der Bremsdrückel PR, welcher um die feste Axe R drehbar ist. Während ein Arbeiter den Bremsdrückel niederdrückt, und dadurch das Gewicht der Last C aufhebt, dreht ein anderer Arbeiter die Kurbel DE langsam um, wobei sich das auf dem Rundbaume D liegende Seil von demselben abwickelt, und die Last C langsam niedersinkt.

Ist Q die Last, und n die Anzahl der von A nach B gespannten Seile, so ist, abgesehen von allen Nebenhindernissen des Flaschenzuges, die Kraft am Umfange des Rundbaumes $Q_1 = \frac{Q}{n}$; ist b der Halbmesser des Rundbaumes mit Einschluß der halben Seilstärke, und a der Halbmesser der Bremsscheibe, so ist die Kraft am Umfange der letzteren $R = \frac{b}{a} Q_1 = \frac{b\,Q}{n\,a}$. Setzt man ferner die Bremskraft am Ende des Bremsdrückels $= P$, und die Kraftarme $\frac{KL + MN}{2} = a_1$ und $RP = a_2$, die Lastarme $KF = MG = b_1$ und $RS = RT = b_2$, endlich den Coefficienten der Reibung am Umfange der Bremsscheibe $= \varphi$, so hat man auch $R = \varphi \frac{a_1}{b_1} \frac{a_2}{b_2} P$; es ist folglich

$$\varphi \frac{a_1}{b_1} \frac{a_2}{b_2} P = \frac{b\,Q}{n\,a},$$

daher

$$P = \frac{b\,b_1\,b_2}{a\,a_1\,a_2} \frac{Q}{\varphi n}.$$

Die Nebenhindernisse wirken hier wie bei allen Senkvorrichtungen für den beabsichtigten Zweck förderlich, daher die Kraft P noch etwas kleiner ausfallen wird, als dieser Ausdruck angiebt.

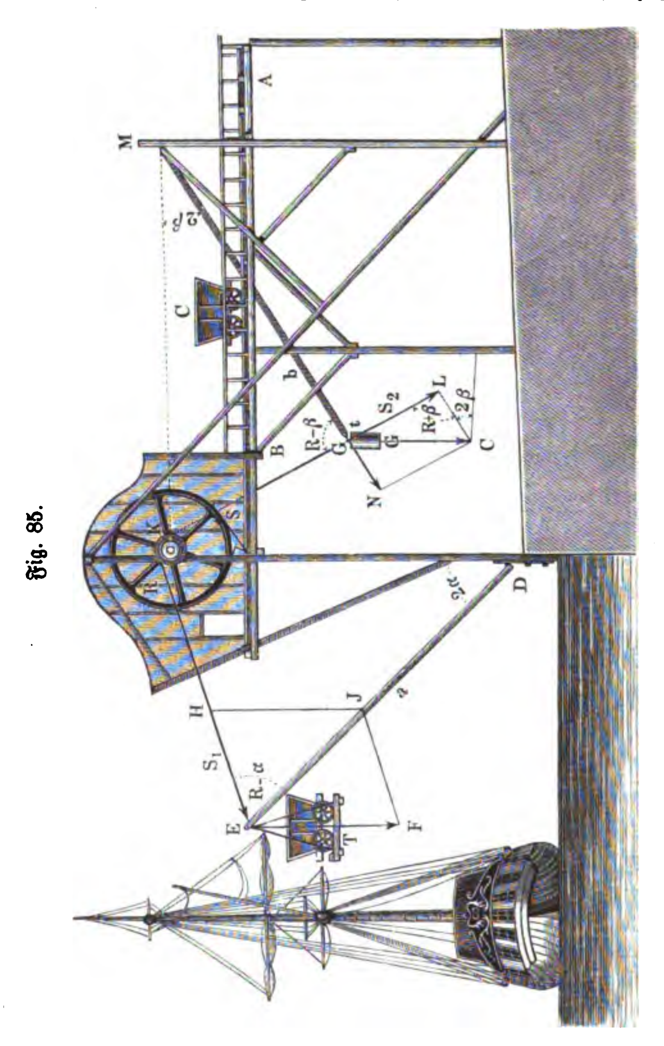
Beispiel. Wenn bei dem in Fig. 84 abgebildeten Bremshaspel die niederzulassende Last Q 1000 kg wiegt, und hierbei die Hebelarmverhältnisse folgende sind:

$$\frac{b}{a} = {}^2/_5,\ \frac{b_1}{a_1} = {}^1/_2 \text{ und } \frac{b_2}{a_2} = {}^1/_{10},$$

die Anzahl der gespannten Seile des Klobenzuges AB, $n = 6$ ist, und der Coefficient der Reibung am Umfange der Bremsscheibe, $\varphi = 0{,}3$ angenommen wird, so hat man die nöthige Kraft am Bremsdrückel, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse und auf die Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{b}{a} \frac{b_1}{a_1} \frac{b_2}{a_2} \frac{Q}{\varphi n} = {}^2/_5 \cdot {}^1/_2 \cdot {}^1/_{10} \cdot \frac{1000}{0{,}3 \cdot 6} = 11{,}1 \text{ kg}.$$

Zu den Maschinen zum Hängen oder Niederlassen von Lasten gehören auch die sogenannten Drops, d. i. diejenigen Mechanismen, womit man namentlich in England die Wagen, welche auf einer Eisenbahn zugefahren


Fig. 85.

werden, sammt ihrer Last herabläßt in die Kohlenschiffe. Eine solche Hängemaschine ist in Fig. 85 abgebildet. *AB* ist eine Schienenbahn, auf welcher ein Kohlenwagen, wie *C*, zugefahren wird; *DE* ist ein um *D* drehbarer Hebel, an welchem eine Brücke oder Schale *T* hängt, die bei dem höchsten

Stande des Hebels in die Fortsetzung der Bahn AB fällt, und einen Kohlenwagen aufnimmt. An dem Ende E des Hebels ist ein Seil EK angebracht, welches sich beim Niederlassen eines gefüllten Wagens bis zum Kohlenschiffe von der Welle K ab- und beim Aufziehen des leeren Wagens auf diese Welle aufwickelt. Um das Letztere ohne Hülfe einer besonderen Kraft bewirken zu können, dient ein Gegengewicht G, welches einerseits an einem um M drehbaren Hebel GM und andererseits an einem Seile GK hängt, das sich beim Niederlassen des Wagens auf die Welle K aufwickelt, und hierbei G emporhebt, und sich dagegen beim Aufziehen der leeren Wagen durch G von dieser Welle wieder abwickelt. Damit sowohl das Niederlassen des gefüllten als auch das Aufziehen des geleerten Wagens möglichst gleichförmig und mit mäßiger Geschwindigkeit erfolge, ist noch auf der Welle K ein hohes Bremsrad RS befestigt, welches durch ein Band S gebremst werden kann.

Bei der Anordnung und Construction einer solchen Hängemaschine kommt es nicht allein darauf an, daß das Gegengewicht ohne weitere Nachhülfe den leeren Wagen wieder emporhebe, sondern daß auch die Kraft zum Bremsen, wodurch sowohl dem beschleunigten Niedergange des gefüllten, als auch dem beschleunigten Aufgange des leeren Wagens entgegengewirkt wird, möglichst klein und deshalb in dem einen Falle eben so groß sei als in dem anderen Falle.

Für die Rechnung sei angenommen, daß in der tiefsten Lage des Wagens beide Hebel DE und MG gleichzeitig horizontal seien, und daß nahe genug

$$DK = DE = a \text{ und } MK = MG = b \text{ sei.}$$

Es bezeichne nun für irgend eine Stellung 2α die Abweichung EDK des Lasthebels von der Verticalen, und $2\beta = GMK$ die Abweichung des Gegengewichthebels von der Horizontalen, sowie Q die Ladung des Wagens, W das Gewicht des leeren Wagens nebst Schale und dem halben Hebel DE und G das Gegengewicht nebst dem halben Hebel MG. Man findet dann durch Zerlegung nach dem Parallelogramm der Kräfte in dem Seile EK die Spannung beim Senken des vollen Wagens

$$S_1 = (Q + W)\frac{\sin 2\alpha}{\cos \alpha} = (Q + W)\, 2 \sin \alpha,$$

und beim Heben des leeren Wagens

$$S_1' = W\, 2 \sin \alpha,$$

während die Spannung S_2 in dem Seile KG für beide Bewegungen

$$S_2 = G\frac{\cos 2\beta}{\cos \beta} \text{ ist.}$$

Die am Umfange der Seiltrommel auf Umdrehung derselben wirkende

Kraft P, welche durch Bremswirkung aufgehoben werden muß, ist daher beim Senken

$$P = S_1 - S_2 = (Q + W)\ 2 \sin\alpha - G\ \frac{\cos 2\beta}{\cos\beta}$$

und beim Heben

$$P' = S_2 - S_1 = G\ \frac{\cos 2\beta}{\cos\beta} - W\ 2 \sin\alpha.$$

Sollen nun, wie verlangt, diese beiden Kräfte gleich groß sein, so erhält man durch Gleichsetzung beider Ausdrücke

$$G = (Q + 2\ W)\ \frac{\sin\alpha \cos\beta}{\cos 2\beta}.$$

Diese Bedingung läßt sich natürlich nicht für jeden Werth von α und β erfüllen, wohl aber für die tiefste Lage, also für $2\alpha = 90^0$ und $\beta = 0$, dafür erhält man

$$G = (Q + 2\ W) \sin 45^0 = (Q + 2\ W)\ \sqrt{1/_2}.$$

Außerdem kann man auch noch für eine zweite Lage die beiden Bremsdrücke gleich groß machen, wenn man das Verhältniß von α und β demgemäß annimmt. Wählt man als diese zweite Lage etwa die höchste, in welcher die Abweichungen der Hebel bezw. mit $2\alpha_1$ und $2\beta_1$ bezeichnet werden mögen, so hat man die Bedingung zu erfüllen:

$$G = (Q + 2\ W)\ \sqrt{1/_2} = (Q + 2\ W)\ \frac{\sin\alpha_1 \cos\beta_1}{\cos 2\beta_1},$$

oder

$$\sin\alpha_1 \cos\beta_1 = \cos 2\beta_1\ \sqrt{1/_2},$$

woraus sich, da α_1 meistens gegeben sein wird,

$$\cos\beta_1 = \frac{\sin\alpha_1 + \sqrt{4 + \sin^2\alpha_1}}{2\sqrt{2}}$$

ergiebt.

Bei einer solchen Anordnung ist daher die Bremskraft sowohl für den tiefsten wie höchsten Stand des Wagens für das Senken gleich der Bremskraft für das Wiederaufrichten des Lastarmes. Damit jene Bedingung zwischen den Winkeln α_1 und β_1 erfüllt sei, hat man den Hebeln a und b die richtigen Längen zu geben, welche man mit Rücksicht darauf zu bestimmen hat, daß bei der Hebung oder Senkung das eine Seilstück sich von der Trommel K um ebensoviel abrollt, wie das andere sich daraufwickelt. Man hat allgemein

$$KG = ED\sqrt{2} - EK,$$

oder für die höchste Lage:

$$2\,b\,sin\,\beta_1 = a\sqrt{2} - 2\,a\,sin\,\alpha_1.$$

Kennt man daher die Länge a des Lastarmes und dessen Abweichung $2\,\alpha_1$ von der Verticalen in der höchsten Lage, so findet man durch obige Gleichungen β_1 und b gemäß der gestellten Bedingung gleicher Bremskraft für Heben und Senken in den äußersten Lagen. In Zwischenlagen ist diese Bedingung nur annähernd erfüllt.

Beispiel. Wenn bei einer Hängemaschine wie derjenigen Fig. 85 die Last $Q = 1000$ kg und der Wagen nebst Schale ꝛc. $W = 400$ kg schwer ist, so hat man das Gegengewicht

$$G = (1000 + 2 \,.\, 400)\ 0{,}7071 = 1273\ \text{kg}$$

schwer zu machen. Demgemäß beträgt die an der Trommel wirkende Kraft

$$P = (1000 + 400)\ 1{,}414 - 1273 = 1273 - 400 \,.\, 1{,}414 = 707\ \text{kg}.$$

Ist der Durchmesser der Bremsscheibe sechsmal so groß, als der der Seiltrommel, so hätte man durch das Bremsband einen Reibungswiderstand von 118 kg auszuüben; die Ermittelung des hierzu erforderlichen Druckes auf den Bremshebel ist nach dem in Thl. III, 1 über Bremsen Gesagten vorzunehmen.

Soll die Last von einer Höhe $h = 12$ m herabgelassen werden, und der Lasthebel in der höchsten Lage um 20^0 von der Verticalen abweichen, so daß also $\alpha_1 = 10^0$ ist, so hat man die Länge dieses Hebels

$$a = \frac{h}{cos\,2\,\alpha_1} = \frac{12}{0{,}9397} = 12{,}77\ \text{m}.$$

Den Winkel β_1 findet man durch

$$cos\,\beta_1 = \frac{sin\,10^0 + \sqrt{4 + sin^2\,10^0}}{2\sqrt{2}} = 0{,}7713,$$

daher ist $\beta_1 = 39^0\,32'$ und folgt die Länge b des Gegengewichtsarmes:

$$b = \frac{a\sqrt{2} - 2\,a\,sin\,\alpha_1}{2\,sin\,\beta_1} = \frac{12{,}77 \,.\, 1{,}414 - 25{,}54 \,.\, 0{,}1736}{2 \,.\, 0{,}6365} = 10{,}69\ \text{m}.$$

Zu den Vorrichtungen, welche zum Senken von Lasten angewandt werden, gehören auch die sogenannten Bremsberge, welche im Wesentlichen geneigte Bahnen sind, auf denen die mit dem zu bewegenden Materiale gefüllten Wagen durch ihr eigenes Gewicht herabrollen. Derartige Bremsberge*) sind entweder zweitrümig oder eintrümig, d. h. sie sind entweder mit zwei Geleisen neben einander, oder nur mit einem Geleise versehen. Im ersteren Falle zieht immer der auf dem einen Geleise herabrollende gefüllte Wagen durch sein Uebergewicht den leeren Wagen auf dem neben liegenden Geleise empor, indem beide Wagen durch ein Seil mit einander verbunden sind, welches über eine im höchsten Punkte der Bahn angebrachte Rolle oder Trommel geführt ist. Diese Einrichtung hat daher mit dem geneigten

*) S. u. a. Serlo, Leitfaden zur Bergbaukunde.

Kraft P, welche durch Bremswirkung aufgehoben werden muß, ist daher beim Senken

$$P = S_1 - S_2 = (Q + W)\ 2 \sin\alpha - G \frac{\cos 2\beta}{\cos\beta}$$

und beim Heben

$$P' = S_2 - S_1 = G \frac{\cos 2\beta}{\cos\beta} - W\ 2 \sin\alpha.$$

Sollen nun, wie verlangt, diese beiden Kräfte gleich groß sein, so erhält man durch Gleichsetzung beider Ausdrücke

$$G = (Q + 2\ W) \frac{\sin\alpha \cos\beta}{\cos 2\beta}.$$

Diese Bedingung läßt sich natürlich nicht für jeden Werth von α und β erfüllen, wohl aber für die tiefste Lage, also für $2\alpha = 90^0$ und $\beta = 0$, dafür erhält man

$$G = (Q + 2\ W) \sin 45^0 = (Q + 2\ W) \sqrt{1/2}.$$

Außerdem kann man auch noch für eine zweite Lage die beiden Bremsdrücke gleich groß machen, wenn man das Verhältniß von α und β demgemäß annimmt. Wählt man als diese zweite Lage etwa die höchste, in welcher die Abweichungen der Hebel bezw. mit $2\alpha_1$ und $2\beta_1$ bezeichnet werden mögen, so hat man die Bedingung zu erfüllen:

$$G = (Q + 2\ W) \sqrt{1/2} = (Q + 2\ W) \frac{\sin\alpha_1 \cos\beta_1}{\cos 2\beta_1},$$

oder

$$\sin\alpha_1 \cos\beta_1 = \cos 2\beta_1 \sqrt{1/2},$$

woraus sich, da α_1 meistens gegeben sein wird,

$$\cos\beta_1 = \frac{\sin\alpha_1 + \sqrt{4 + \sin^2\alpha_1}}{2\sqrt{2}}$$

ergiebt.

Bei einer solchen Anordnung ist daher die Bremskraft sowohl für den tiefsten wie höchsten Stand des Wagens für das Senken gleich der Bremskraft für das Wiederaufrichten des Lastarmes. Damit jene Bedingung zwischen den Winkeln α_1 und β_1 erfüllt sei, hat man den Hebeln a und b die richtigen Längen zu geben, welche man mit Rücksicht darauf zu bestimmen hat, daß bei der Hebung oder Senkung das eine Seilstück sich von der Trommel K um ebensoviel abrollt, wie das andere sich daraufwickelt. Man hat allgemein

$$KG = ED\sqrt{2} - EK,$$

oder für die höchste Lage:

$$2\,b\,sin\,\beta_1 = a\,\sqrt{2} - 2\,a\,sin\,\alpha_1.$$

Kennt man daher die Länge a des Lastarmes und dessen Abweichung $2\,\alpha_1$ von der Verticalen in der höchsten Lage, so findet man durch obige Gleichungen β_1 und b gemäß der gestellten Bedingung gleicher Bremskraft für Heben und Senken in den äußersten Lagen. In Zwischenlagen ist diese Bedingung nur annähernd erfüllt.

Beispiel. Wenn bei einer Hängemaschine wie derjenigen Fig. 85 die Last $Q = 1000$ kg und der Wagen nebst Schale rc. $W = 400$ kg schwer ist, so hat man das Gegengewicht

$$G = (1000 + 2\,.\,400)\;0{,}7071 = 1273\ \text{kg}$$

schwer zu machen. Demgemäß beträgt die an der Trommel wirkende Kraft

$$P = (1000 + 400)\;1{,}414 - 1273 = 1273 - 400\,.\,1{,}414 = 707\ \text{kg}.$$

Ist der Durchmesser der Bremsscheibe sechsmal so groß, als der der Seiltrommel, so hätte man durch das Bremsband einen Reibungswiderstand von 118 kg auszuüben; die Ermittelung des hierzu erforderlichen Druckes auf den Bremshebel ist nach dem in Thl. III, 1 über Bremsen Gesagten vorzunehmen.

Soll die Last von einer Höhe $h = 12$ m herabgelassen werden, und der Lasthebel in der höchsten Lage um 20° von der Verticalen abweichen, so daß also $\alpha_1 = 10^0$ ist, so hat man die Länge dieses Hebels

$$a = \frac{h}{cos\,2\,\alpha_1} = \frac{12}{0{,}9397} = 12{,}77\ \text{m}.$$

Den Winkel β_1 findet man durch

$$cos\,\beta_1 = \frac{sin\,10^0 + \sqrt{4 + sin^2\,10^0}}{2\,.\sqrt{2}} = 0{,}7713,$$

daher ist $\beta_1 = 39^0\,32'$ und folgt die Länge b des Gegengewichtsarmes:

$$b = \frac{a\,\sqrt{2} - 2\,a\,sin\,\alpha_1}{2\,sin\,\beta_1} = \frac{12{,}77\,.\,1{,}414 - 25{,}54\,.\,0{,}1736}{2\,.\,0{,}6365} = 10{,}69\ \text{m}.$$

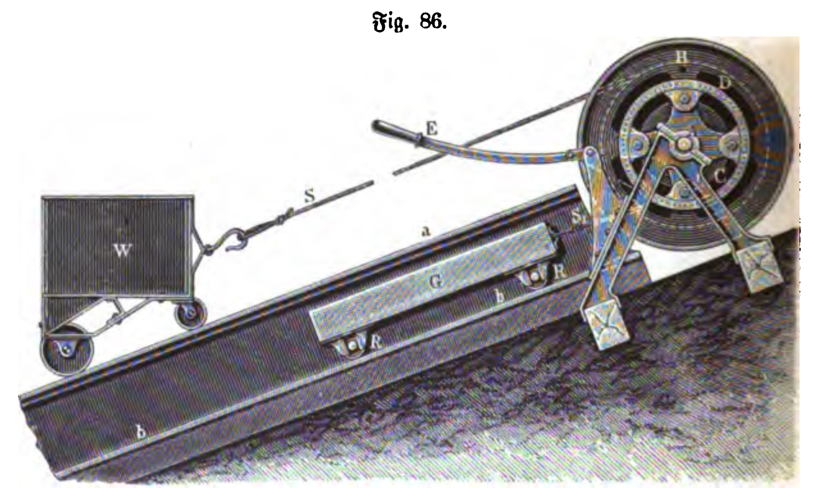
Zu den Vorrichtungen, welche zum Senken von Lasten angewandt werden, gehören auch die sogenannten Bremsberge, welche im Wesentlichen geneigte Bahnen sind, auf denen die mit dem zu bewegenden Materiale gefüllten Wagen durch ihr eigenes Gewicht herabrollen. Derartige Bremsberge*) sind entweder zweitrümig oder eintrümig, d. h. sie sind entweder mit zwei Geleisen neben einander, oder nur mit einem Geleise versehen. Im ersteren Falle zieht immer der auf dem einen Geleise herabrollende gefüllte Wagen durch sein Uebergewicht den leeren Wagen auf dem neben liegenden Geleise empor, indem beide Wagen durch ein Seil mit einander verbunden sind, welches über eine im höchsten Punkte der Bahn angebrachte Rolle oder Trommel geführt ist. Diese Einrichtung hat daher mit dem geneigten

*) S. u. a. Serlo, Leitfaden zur Bergbaukunde.

Gichtaufzuge, Fig. 63, große Aehnlichkeit, und unterscheidet sich davon hauptsächlich dadurch, daß anstatt der Betriebsvorrichtung hier nur eine Bremsscheibe auf der gedachten Seiltrommel angebracht ist, vermittelst deren die Bewegung der Wagen geregelt werden kann. Die Effectsberechnung kann hier in ähnlicher Weise vorgenommen werden, wie oben bei dem erwähnten Gichtaufzuge angegeben worden ist.

Bei den eintrümigen Bremsbergen wird die Anordnung so getroffen, daß der niedergehende gefüllte Wagen ebenfalls durch ein Seil ein Gegengewicht auf einer besonderen Führung emporzieht, welches schwer genug

Fig. 86.



ist, um den leeren Wagen nachher wieder emporzuziehen. Die Führung für das Gegengewicht legt man hierbei entweder neben oder unter die Fahrbahn des Wagens. In Fig. 86 ist eine Einrichtung der letztgedachten Art angegeben, wie sie auf den Saarbrücker*) Gruben in Gebrauch ist. Der die zu versetzenden Massen aufnehmende Wagen oder das Gestell *W* rollt auf den Schienen *a*, zwischen und unter denen eine zweite Bahn *b* für ein Gegengewicht *G* angebracht ist, welches aus einer mit kleinen Rollen *R* versehenen Gußplatte besteht. Das Seil (Bandseil) *S* des Wagens wickelt sich von einer Trommel *B* auf der Axe *A* ab, während das Seil S_1 des Gegengewichtes auf eine kleinere Trommel *C* auf derselben Axe sich aufwickelt. Wie die Bewegung mit Hülfe der ebenfalls auf der Axe *A* befestigten Bremsscheibe *D* und des Hebels *E* regulirt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Man hat Bremsberge für sehr verschiedene Nei-

*) Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- und Sal.-Wesen 1856.

gungen bis zu 1° 50′ herab ausgeführt. Bei so geringen Neigungen kann natürlich nur eine sorgfältige Ausführung durch möglichste Verminderung der Nebenhindernisse die Erreichung des beabsichtigten Zweckes ermöglichen.

Bezeichnet man bei dem Bremsberge, Fig. 86, mit Q das Gewicht der Wagenladung, mit W das des leeren Wagens, mit G das des Gegengewichtes, so hat man, unter b und c die Halbmesser der Seiltrommeln B und C verstanden, bei einer Bahnneigung α gegen den Horizont, das Umdrehungsmoment der Welle A beim Niedergange des Wagens

$$[(Q + W)\, b - G c]\, sin\, \alpha,$$

und beim Aufgange

$$(G c - W b)\, sin\, \alpha,$$

wenn von den Nebenhindernissen abgesehen wird. Diese beiden Ausdrücke sind gleichzusetzen, d. h. es ist $G = \frac{(Q + 2\,W)\, b}{2\, c}$ zu machen, wenn die Bremskraft für beide Bewegungen gleich groß sein soll.

Will man die geringste Neigung für den Bremsberg bestimmen, so hat man die Nebenhindernisse in Betracht zu ziehen. Bezeichnet φ den Coefficienten der Zapfenreibung, ferner ν das Verhältniß der Zapfenhalbmesser zu den Radhalbmessern für den Wagen, und ν_1 dasselbe Verhältniß für das Gegengewicht, r den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle A, und σ und σ_1 die Steifigkeitscoefficienten der Seile S und S_1, so hat man das Drehungsmoment der Trommel für den Niedergang des Wagens:

$$\left(1 - \sigma - \varphi \frac{r}{b}\right)(Q + W)\,(sin\, \alpha - \nu\, \varphi\, cos\, \alpha)\, b$$
$$- \left(1 + \sigma_1 + \varphi \frac{r}{c}\right) G\,(sin\, \alpha + \nu_1\, \varphi\, cos\, \alpha)\, c,$$

und für den Aufgang:

$$\left(1 - \sigma_1 - \varphi \frac{r}{c}\right) G\,(sin\, \alpha - \nu_1\, \varphi\, cos\, \alpha)\, c$$
$$- \left(1 + \sigma + \varphi \frac{r}{c}\right) W\,(sin\, \alpha + \nu\, \varphi\, cos\, \alpha)\, b.$$

Diese Ausdrücke müssen immer noch größer als Null sein, wenn die Bewegung möglich sein soll.

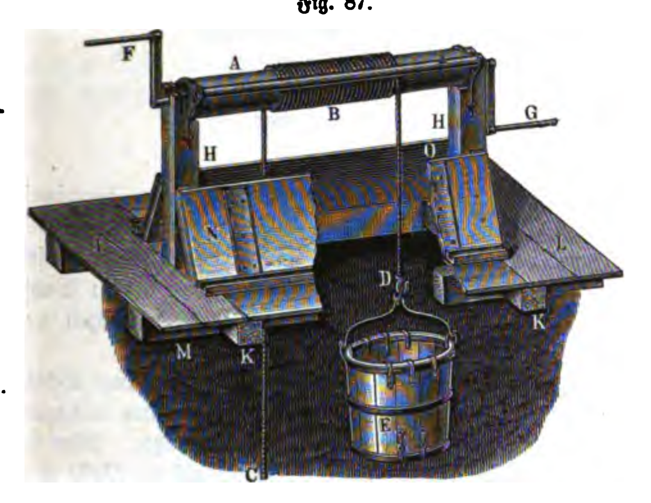
Fördermaschinen. Unter Fördern versteht man beim Bergbau das Heben der Materialien in den sogenannten Schächten, durch welche die in verschiedenen Höhen gelegenen Grubenbaue unter sich oder mit der Tagesoberfläche in Verbindung stehen. Die Schächte selbst unterscheidet man dabei in seigere Schächte, wenn sie ganz oder nahezu vertical, d. h. unter §. 22.

75° bis 90° Neigung gegen den Horizont abgeteuft sind und flache oder tonnlägige Schächte, deren Neigung kleiner, bis 15° und darunter, ist. Der wesentliche Theil einer Schachtförderungsmaschine besteht immer in einer Radwelle oder Trommel in solcher Verbindung mit zwei Seilen, daß bei der Drehung der Welle nach abwechselnd entgegengesetzten Richtungen das eine Seil sich auf- und das andere Seil sich abwickelt. Hängt daher an dem Ende des einen Seiles ein gefülltes und an dem Ende des anderen Seiles ein leeres Fördergefäß, so wird bei geeigneter Drehung der Trommel- oder Korbwelle das gefüllte Gefäß gehoben und das leere Gefäß niedersinken, worauf nach Auswechselung der Gefäße das Spiel durch entgegengesetzte Drehung der Trommel in derselben Weise sich wiederholt. Durch diese Einrichtung, welche mit derjenigen gewisser oben schon angeführter Gichtaufzüge übereinstimmt, unterscheiden sich die Schachtförderungsmaschinen hauptsächlich von den Winden und gewöhnlichen Aufzügen, bei welchen in der Regel nur ein Seil mit seinem Haken oder Fördergefäße angewendet wird. Handelt es sich nur um die Förderung kleiner Massen aus geringen Tiefen, so bedient man sich häufig des gewöhnlichen Haspels, welcher durch zwei oder mehrere Arbeiter, die Haspelknechte, umgedreht wird. Für größere Fördermassen und Tiefen dagegen wendet man den Göpel oder die stehende Welle an, welche nach der Betriebskraft als Handgöpel, Pferdegöpel, Ochsengöpel bezeichnet wird. Bei allen einigermaßen bedeutenden Förderanlagen bedient man sich jedoch jetzt der Wasser- oder Dampfkraft zum Betriebe der Fördermaschinen, welche in diesem Falle zwar fast ausnahmslos mit einer liegenden Trommelwelle wie der Haspel versehen sind, für welche man aber doch vielfach den Namen Göpel beibehalten hat, so daß man wohl von Wasser- und Dampfgöpeln spricht, und erstere insbesondere in Wasserrad-, Turbinen- und Wassersäulengöpel unterscheidet. In neuester Zeit hat man auch verschiedentlich comprimirte Luft, welche durch Dampf- oder Wasserkraft beschafft wird, zum Betriebe der nach Art von Dampfmaschinen eingerichteten Betriebsmaschinen von Förderanlagen verwendet, wofür man den Namen Lufthaspel gebraucht.

Die Einrichtung eines Ziehhaspels nach Freiberger Construction ist aus Fig. 87 zu ersehen. *A* ist die Welle oder der sogenannte Rundbaum, um welche ein Seil *B* gewickelt ist, an dessen Enden *C* und *D* die mit Eisen beschlagenen Kübel oder Fördergefäße angehängt sind. In dieser Figur ist nur der eine Kübel *E*, und zwar derjenige, welcher entweder soeben gefüllt an der Schachtmündung ankommt oder im Schachte leer niedergeht, abgebildet; der andere Kübel ist nicht sichtbar, da er sich noch in der Nähe des Füllortes, d. i. nahe über dem Punkte befindet, von wo aus die Förderung und wo also auch die Füllung der Kübel erfolgt. Die in die

Kurbeln oder sogenannten Haspelhörner *F* und *G* auslaufenden Zapfen des Rundbaumes ruhen auf den sogenannten Haspelstützen *H, H*, welche unten auf über der Schachtmündung wegliegenden Querschwellen oder sogenannten Pfühlbäumen *K, K* feststützen und oben mit Schlitzen versehen sind, die zur Aufnahme der Zapfen dienen und zu diesem Zwecke mit eisernen Bändern, den sogenannten Pfadeisen, ausgefüttert werden. Die Haspelknechte stehen bei der Arbeit oder bei der Umdrehung der Kurbeln auf einer Bühne *LL*, welche auf dem über dem Schachte wegliegenden Schwellengeviere *K, M*

Fig. 87.



ruht. Die Stange *a*, welche längs des Rundbaumes hinläuft und durch Eisenhaken fest mit den Haspelstützen verbunden ist, dient dem sogenannten Ausläufer als Handhabe beim Abziehen des gefüllten Kübels von der Schachtmündung und beim Einhängen des leeren Kübels. Um endlich das Hineinstürzen fremder Körper in den Schacht am Ende des Ziehens oder Ausförderns zu verhindern, werden noch die Thüren *N* und *O* an die Streben angelehnt, welche zur Befestigung der Haspelstützen mit den Pfühlbäumen dienen.

Ist der Schacht seiger (lothrecht), so hängen die Kübel frei, ist er aber flach, so liegen sie auf einer aus Brettern, Stangen oder Schwarten gebildeten Bahn, dem sogenannten Tonnenfache, das nicht allein in der Mitte, sondern auch zu beiden Seiten mit aufrecht gestellten Brettern versehen ist, damit die Kübel weder mit einander, noch mit anderen Gegenständen im Schachte zusammenstoßen können.

Die Kübel sind entweder aus Holzdauben zusammengesetzt oder bestehen aus Eisenblech. Sie haben einen elliptischen Querschnitt, dessen Axen am

Boden 0,235 und 0,390 m, an der Mündung 0,288 und 0,470 m messen, so daß bei einer Tiefe von 0,390 m der cubische Inhalt etwa 42 Liter beträgt. Rechnet man, daß die Fördermasse nur $^2/_5$ des Kübelraumes ausfüllt, so beträgt bei einem durchschnittlichen specifischen Gewichte der Fördermasse von 2,5 das Gewicht einer Füllung 42 kg. Bei dem Freiberger Bergbaue rechnet man, daß zwei Arbeiter in einer achtstündigen Schicht aus einem Schachte von 20 Lachter oder 40 m Seigerteufe (lothrechter Tiefe) 120 Kübel Berge fördern können. Hiernach würde die Nutzleistung für einen Arbeiter

$$\frac{40 \cdot 42 \cdot 120}{2} = 100\,800 \text{ mkg}$$

oder per Secunde

$$\frac{100\,800}{8 \cdot 60 \cdot 60} = 3{,}5 \text{ mkg}$$

betragen.

Die geringe Größe dieser Arbeit im Verhältnisse zu der durchschnittlichen Leistung eines Arbeiters an der Kurbel, welche man zu 8 mkg pro Secunde annehmen kann, hat ihren Grund nicht nur in den Nebenhindernissen des Haspels, sondern hauptsächlich darin, daß wegen der mit dem Wechsel verbundenen Arbeitspausen die Dauer der eigentlichen Arbeitszeit wesentlich geringer ist als 8 Stunden.

Bei größeren Schachttiefen ist es nicht möglich, die ganze Seillänge in einer einzigen Lage von Windungen auf dem Rundbaume unterzubringen, da der letztere hierbei eine zu große Länge erhalten müßte. Man sieht sich daher veranlaßt, das Seil mehrfach über einander auf die Welle zu wickeln. Hierdurch wird der Hebelarm der Last veränderlich, worüber man sich in folgender Art Rechenschaft geben kann. Ist s die Länge des aufzuwindenden Seiles, r der Halbmesser des Rundbaumes und l diejenige Länge desselben, auf welcher das Seil untergebracht werden muß, so gestattet diese Länge bei einer Seildicke d eine Anzahl Windungen $n = \frac{l}{d}$ jeder Lage. Wenn nun m Lagen über einander gewickelt werden, so hat die innerste den Halbmesser $r + \frac{d}{2}$ und die äußerste denjenigen $r + \left(m - \frac{1}{2}\right) d$, daher als durchschnittlicher oder mittlerer Halbmesser $r + \frac{m}{2} d$ anzunehmen ist. Man hat somit die ganze Seillänge

$$s = m n 2 \pi \left(r + \frac{m}{2} d\right).$$

Hieraus folgt

$$m^2 + \frac{2r}{d} m = \frac{s}{\pi n d};$$

daher

$$m = -\frac{r}{d} + \sqrt{\frac{s}{\pi l} + \left(\frac{r}{d}\right)^2} = \frac{r}{d}\left(\sqrt{\frac{s d^2}{\pi r^2 l} + 1} - 1\right).$$

Als mittleren Halbmesser hat man daher

$$r + \frac{m}{2} d = r + \frac{r}{2}\left(\sqrt{\frac{s d^2}{\pi l r^2} + 1} - 1\right) = \frac{r}{2}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{s d^2}{\pi l r^2}}\right),$$

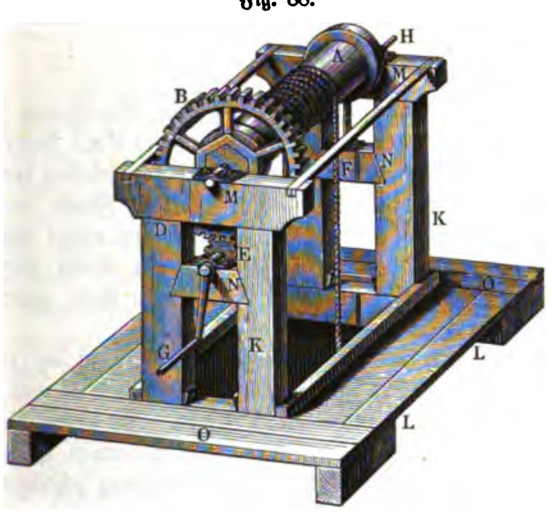
wofür man näherungsweise

$$r\left(1 + \frac{s d^2}{4 \pi l r^2}\right)$$

setzen kann.

In welcher Weise die Veränderung des Halbmessers zur Ausgleichung des Seilgewichtes benutzt werden kann, wird weiter unten besprochen werden.

Fig. 88.



Um bei größerer Belastung des Kübels die Förderung noch bequem durch Haspel ermöglichen zu können, versieht man den Haspel behufs der Kraftsteigerung mit einem Vorgelege, da der Halbmesser des Rundbaumes aus Gründen der Festigkeit und wegen der Seilsteifigkeit sich nicht beliebig verringern läßt, und da auch die Länge der Handkurbeln nicht über das gewöhnliche Maß von 0,36 bis 0,42 m größer gemacht werden kann. Nur in seltenen Fällen hat man Haspel zum Fördern mit doppeltem Vorgelege ausgerüstet. Einen Vorgelegshaspel zeigt Fig. 88.

Der Rundbaum A ist hier 0,3 bis 0,4 m stark, und trägt ein größeres eisernes Zahnrad BD von 40 bis 60 Zähnen, während auf der eisernen Kurbelwelle EF (in der Figur verdeckt) ein kleineres eisernes Zahnrad E

von 12 bis 15 Zähnen festsitzt. In der Regel läßt man an jedem der beiden Kurbelhörner *G* und *H* einen Haspelknecht arbeiten; bei größerer Länge der Spillen ist es jedoch auch möglich, drei oder vier Arbeiter an diesem Haspel anzustellen. Es läßt sich zumal die Einrichtung treffen, daß zwei Arbeiter regelmäßig dem Umdrehen der Kurbel obliegen und ein dritter Arbeiter nicht allein das Ausstürzen der Kübel besorgt, sondern auch noch eine Zeit lang mit an einem Haspelhorne dreht. Die Drahtseile, welche man bei solchen Haspeln anwendet, werden aus vier Litzen zu je vier Drähten zusammengedreht. Die Stärke des hierzu verwendeten Drahtes ist 1 bis 1,5 mm. Zur Unterstützung des Rundbaumes und der Kurbelwelle dienen zwei Paar Haspelstützen *K, K*..., welche in die quer über dem Schachte wegliegenden Pfühlbäume *L, L* eingezapft sind und den Rundbaum mittelst der Querhäupter ***M, M***, die Kurbelwelle aber mittelst der Fröschchen *N, N* tragen. Durch die Bänke *O, O* wird den Arbeitern ein fester Standpunkt verschafft.

§. 23. **Hand- und Pferdegöpel.** Die allgemeine Einrichtung der Hand- und Pferdegöpel ist bereits aus Thl. II. bekannt; es bleibt daher nur noch von den besonderen Einrichtungen der Göpel, wodurch dieselben zum Fördern geschickt werden, zu handeln übrig. Ein zu diesem Zwecke sehr nöthiger Theil ist der sogenannte Korb oder die Trommel, um welche sich das Seil wickelt, wodurch die Last emporgezogen wird. Die Körbe sind entweder cylindrisch oder conisch geformt. Im letzteren Falle nennt man sie gewöhnlich Spiralkörbe.

Von den beiden auf der Welle befindlichen Körben ist der eine in der Regel so eingerichtet, daß er von der Welle losgekuppelt werden kann, um nöthigenfalls die Fördertiefe verändern zu können. Zu diesem Behufe wird nämlich dieser Korb, wenn seine Tonne oben angekommen ist, von seiner Welle abgelöst, und durch Bremsen an seiner Umdrehung gehindert, während die unten angekommene leere Tonne von dem seitherigen Füllorte nach dem neuen Füllorte getrieben wird. Ist dies geschehen, so wird dieser Korb wieder fest mit der Welle verbunden, und es kann nun das Fördern von dem neuen Fassungspunkte aus ohne Weiteres vor sich gehen. Der Halbmesser des Korbes ist gewöhnlich ein Viertel der Schwengellänge, und seine Länge 30 bis 60 cm. Durch die sogenannten Korbscheiben, welche den Korb begrenzen, wird ein 0,3 bis 0,6 m tiefes Seilfach zum Aufwickeln des Seiles gebildet. Eine der Korbscheiben dient zugleich als Bremsrad für eine Bremse, deren wesentliche Einrichtung aus Thl. III, 1 bekannt ist.

Die horizontale Richtung des sich um den Korb wickelnden Seiles wird durch Leitrollen oder sogenannte Seilscheiben, welche etwa 6 m hoch über der Schachtmündung hängen, in die Schachtrichtung umgeändert. Man

macht diese Scheiben 2 bis 3 m hoch und giebt ihnen eine rinnenförmige Vertiefung für das Seil. Damit sich das Seil regelmäßig auf den Korb aufwickeln könne, darf der Abstand der Seilscheiben vom Korbe nicht unter dem Zwanzigfachen der Seilfachhöhe messen, auch ist zu diesem Zwecke das Seilstück zwischen dem Korbe und der Seilscheibe durch sogenannte Balanciergewichte zu unterstützen. Die Ebene einer Seilscheibe ist durch die Richtung des Seiles im Schachte und durch die des Seilstückes vom Korbe nach dieser Scheibe bestimmt. Ist der Schacht seiger, so erhält hiernach auch jede der beiden Seilscheiben eine lothrechte Lage; ist hingegen der Schacht flachfallend und der Horizontalabstand der beiden Seile im Schachte nicht gleich dem Korbdurchmesser (in der Regel kleiner), so sind die Seilscheiben, und folglich auch ihre Axen, schief gegen den Horizont zu legen.

In der neueren Zeit wendet man fast nur Drahtseile zur Göpelförderung an. Dieselben sind in der Regel möglichst rund zusammengedreht und bestehen aus 3 bis 6 Litzen zu je 4 bis 6 Drähten. Die Verbindung des Seiles mit dem Fördergefäße oder der Treibetonne wird durch Ketten, der sogenannten Schurz- und Quenzelkette, bewirkt. Bei der Förderung in seigeren Schächten haben die Fördergefäße nicht selten die gewöhnliche faßförmige Gestalt; zur Förderung in flachen Schächten, wo das Fördergefäß in einer Leitung gehen muß, sind hingegen kastenförmige Treibetonnen nöthig. Um das nachtheilige Drehen der Tonnen in seigeren Schächten zu verhindern, wendet man an manchen Orten wohl Bandseile an, welche aus mehreren Rundseilen zusammengenäht werden; weit besser ist es jedoch auch hier eine Tonnenleitung anzuwenden. Die Treibetonnen für seigere Schächte sind parallelepipedische Kästen mit vier Seitenwalzen, wovon je zwei an einer Seitenwand der Tonne sitzen und zwischen zwei in dem Fallen des Schachtes niedergehenden Streichbäumen beweglich sind. Die Treibetonnen für flache Schächte sind prismatische Kästen mit trapezoidalen Seitenwänden, und erhalten außer den Seitenwalzen noch vier Räder oder Bauchwalzen, womit sie auf den in neuerer Zeit meist mit Eisenschienen belegten Straßbäumen laufen. Um so wenig wie möglich Aufenthalt beim Füllen und Leeren der Fördergefäße zu haben und das Fördern möglichst zu beschleunigen, hängt man, zumal bei seigeren Schächten, statt der Treibetonnen ein mit einer Schale versehenes Gestelle an das Treibeseil und fördert gleich die Wagen, in welchen die Fördermassen dem Schachte zugeführt werden, nachdem man sie auf die Schale geschoben hat, zu Tage.

Damit sich bei flachen Schächten das Treib- oder Förderseil nicht auf dem Liegenden des Schachtes abreibe, werden in passenden Entfernungen Seilwalzen angebracht, über welche das Seil hinläuft.

Um endlich das aus dem Schachte gekommene Fördergefäß zu leeren, muß noch eine besondere Stürzvorrichtung angebracht werden, welche aus

Haken, den sogenannten Stürzhaken, und aus zwei Bolzen, den sogenannten Stürzaxen, besteht. Jene sitzen auf den Streichbäumen über

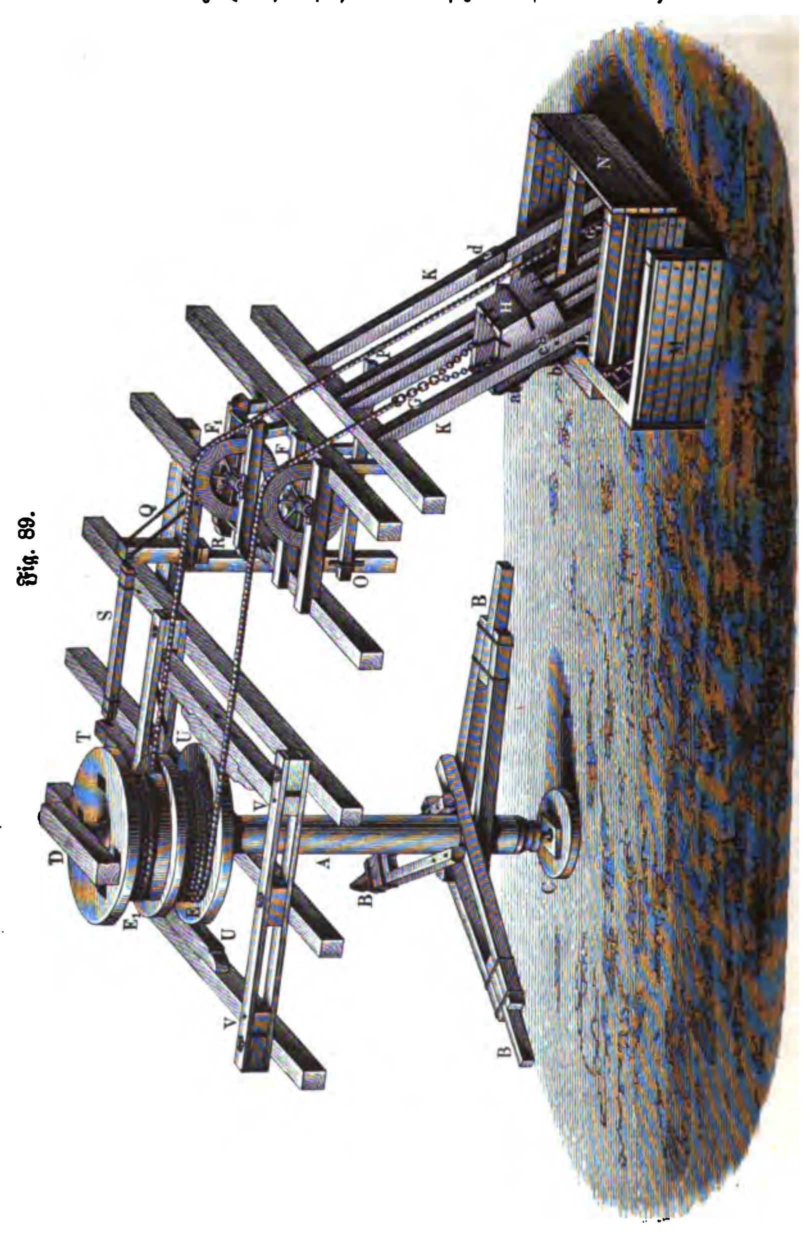


Fig. 89.

der Schachtbrüstung, diese hingegen ragen aus den Seitenwänden der Tonne etwas unter dem Mittel derselben hervor. Soll die Tonne gestürzt werden, so läßt man die Stürzhaken mittelst eines Hebels herab, damit sich die Stürzaxen der Tonne in dieselben einlegen können. Werden statt der Tonnen die Förderwagen auf Schalen empor getrieben, so müssen zwar die letzteren durch niederzulassende Haken vor dem unzeitigen Niedergehen gesichert werden, dagegen kommt es dann nur noch darauf an, den gefüllten Wagen von der Schale abzuziehen und ihn durch einen leeren zu ersetzen.

Die Einrichtung eines Handgöpels für einen flachen Schacht kann man aus Fig. 89 ersehen. A ist die stehende Welle und B, B, B sind die drei auf derselben befestigten etwa 2 m langen Schwengel, deren Enden von den Arbeitern ergriffen und von denselben fortgeschoben werden. Diese Welle ruht mit ihrem unteren Zapfen oder Stifte in einer Pfanne, welche in dem sogenannten Göpelstocke C eingelassen ist, und wird mit ihrem oberen Zapfen durch ein an einen Balken D des Göpelhauses angeschraubtes Lager gestützt. Die beiden Körbe E und E_1 dieses Göpels sitzen fest auf der stehenden Welle und bilden daher ein Ganzes. Die Seile EFG und $E_1 F_1 G_1$ laufen über die neben und über einander hängenden Seilscheiben F und F_1, wodurch sie die dem Fallen des Schachtes entsprechenden Richtungen erhalten. Die eine Tonne H ist soeben über Tage angekommen und von den Stürzhaken erfaßt, die andere Tonne ist dagegen am Füllorte angelangt, und deshalb in der Zeichnung nicht angegeben. Von der Tonnenleitung sind nur die Streichbäume K, K rc. sichtbar; von den Straßbäumen, worauf die Tonne mit ihren Rädern oder Walzen a, b.. läuft, ist bei L nur das Ende des einen bemerkbar. Ebenso bemerkt man von den vier Stürzhaken, welche in die Streichbäume eingelassen sind, in c und d deren nur zwei. MN ist die sogenannte Schachtbrüstung, welche bei M den Fahr- und bei N die beiden Abtheilungen des Treibschachtes von außen umgiebt. Die untere Seilscheibe dient zugleich als Bremsrad, wenn ein Bremsen erforderlich ist. Dieses Bremsen wird durch Niederdrücken eines um O drehbaren Hebels OP, des sogenannten Bremsdrückels, hervorgebracht. Dieser wirkt mittelst einer verticalen (in der Figur kaum sichtbaren) Zugstange auf ein um R drehbares Kreuz QR, welches mit dem bekannten Backenbrems TUV durch eine horizontale Zugstange S in Verbindung gesetzt ist. Die Geschwindigkeit der Arbeiter kann man zu etwa 1 m per Secunde annehmen. Handgöpel wendet man jetzt kaum mehr an. Die Leistung der Arbeiter an dem Göpel ist geringer, als an der Kurbel *).

Die Einrichtung eines sächsischen Pferdegöpels ist aus Fig. 90 (a. f. S.) zu entnehmen. Es ist auch hier A die stehende Welle, B der Schwengel

*) S. Serlo, Leitfaden der Bergbaukunde, Bd. II.

und *C* der die erstere unterstützende Göpelstock, welcher das Spurlager für den stählernen Spurzapfen der stehenden Welle aufnimmt. Von den beiden

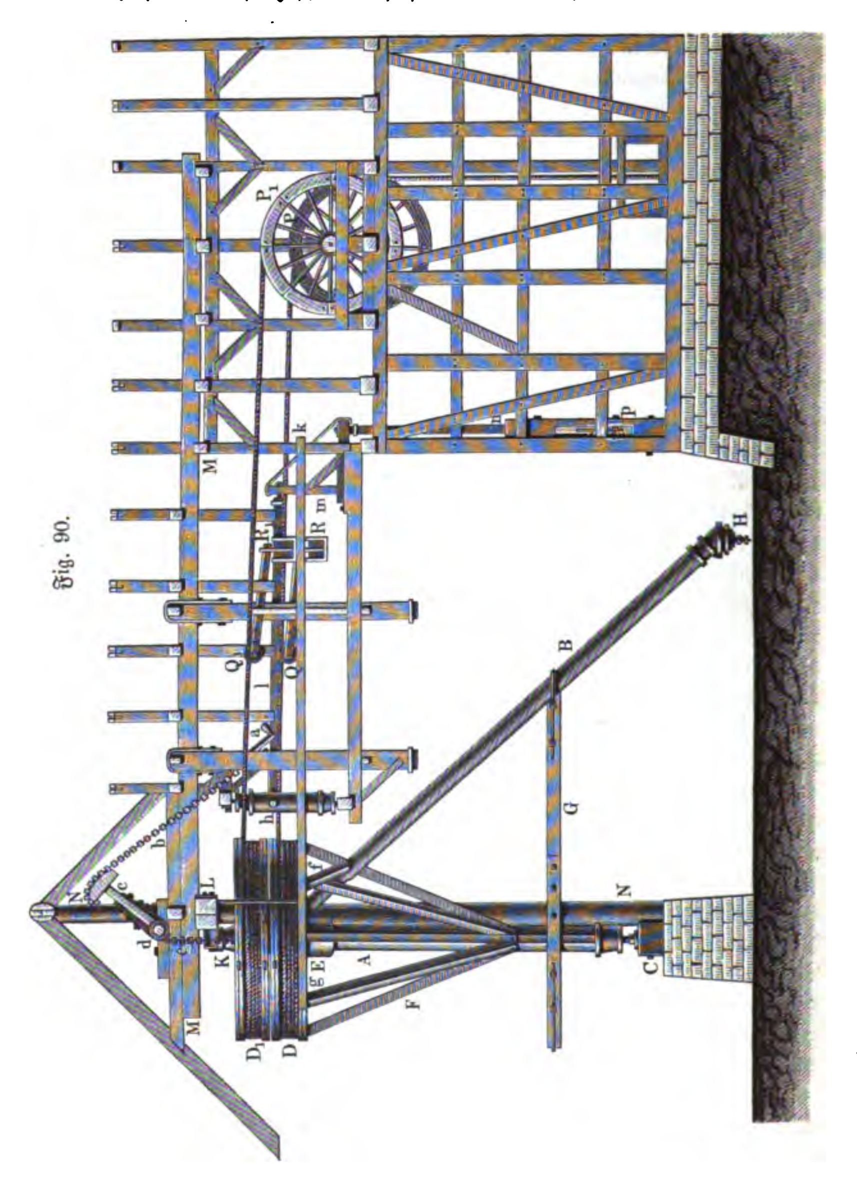
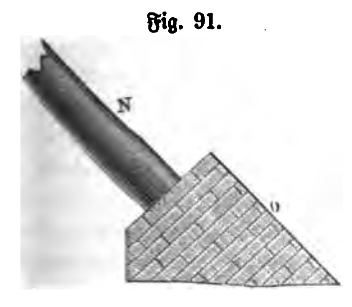


Fig. 90.

Körben D und D_1 ist der untere fest auf der stehenden Welle, der obere aber beweglich auf derselben. Für gewöhnlich ruht der obere auf dem unteren und ist mit dem letzteren durch Bolzen verbunden, die aus dem oberen Armgeviere des unteren Korbes hervorragen und in entsprechende Löcher im unteren Armgeviere des oberen Korbes eingreifen. Kommt es aber darauf an, die leere Tonne im Schachte fortzurücken, so dreht man an einer Winde a, welche durch eine Kette b und einen Arm c mit der Horizontalwelle d in Verbindung gesetzt ist, von welcher zwei den oberen Korb tragende Ketten, wie e, herabhängen. Dadurch wird der obere Korb von dem unteren abgehoben, und es kann nun die stehende Welle mit dem unteren Korbe umlaufen, folglich die mit demselben verbundene leere Tonne beliebig höher oder tiefer gerückt werden, ohne daß der obere Korb umläuft und die an ihm hängende volle Tonne ihren Ort ändert. Der untere Korb D wird durch Knaggen E und Streben F von unten unterstützt, und der Schwengel B ist oben in die stehende Welle eingezapft und verschraubt, übrigens aber auch noch in dem unteren Korbe festgekeilt, und an demselben durch Streben f und an der stehenden Welle unten durch einen Spannriegel G abgesteift. Die etwa 3 m lange Deichsel, woran die Pferde ziehen, ist durch einen Stecknagel H an das untere Ende des Schwengels angehangen und läßt sich um diesen Nagel frei drehen, damit die Drehung des Göpels abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen erfolgen kann. Noch sind an dem Schwengel zwei Schleppspieße angehangen, welche sich in die Rennbahn einstemmen, wenn die Kraft nachläßt, und welche dadurch das Zurückgehen der vollen Tonne verhindern.

Fig. 91.



Der obere Zapfen K der stehenden Welle liegt in einem Lager, welches an einem doppelten Querbalken L angeschraubt ist, der zwei Strebbalken wie M trägt und sich gegen die über die ganze Rennbahn weggreifenden Sparren oder Spießbäume NN stemmt. Diese Spießbäume stützen sich unten auf eine Mauer O, wie aus Fig. 91 zu ersehen ist, und sind entweder oben in einander, oder an einer Hängesäule, dem sogenannten Mönch, eingezapft. Die Seile erhalten durch die Seilscheiben P und P_1 die Richtung nach dem Schachte und sind bei Q und Q_1 von Rollen unterstützt, die durch Gegengewichte R und R_1 mittelst Hebel von unten nach oben gedrückt werden. Endlich hat die Maschine noch ein Bremswerk, wie wir bereits kennen gelernt haben. Die Fig. 90 zeigt in gk einen von den beiden Hebeln, an welchen die auf den unteren Kranz des oberen oder unteren Korbes zu

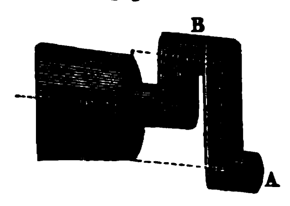
drückenden Bremsbacken befestigt sind. Um das Bremsen ohne Anstrengung und von dem Treibehause aus bewirken zu können, ist noch eine Wendedocke *h* angebracht, welche durch, in der Figur nicht sichtbare, Zugstangen an die Bremshebel und durch die hölzerne Zugstange *l* mit einem Kreuze *m* in Verbindung steht, von dem eine dritte Zugstange *n* herabhängt, welche mittelst eines Drückels *p* niedergezogen werden kann. Um den Brems in der einen oder der anderen Stellung zu erhalten, ist zur Seite des Drückels eine gezahnte Stange angebracht und der Drückel selbst mit einem Zahne versehen, womit man denselben in diese Stange einschieben kann.

Der Göpel wird gewöhnlich mit einem oder zwei, seltener mit vier Pferden bespannt, für welche man eine Geschwindigkeit von 0,9 m und eine Zugkraft von 45 kg pro Pferd annehmen kann. Die Länge des Schwengels wählt man zwischen 6 und 10 m, und es bestimmt sich aus der zu fördernden Last der Halbmesser der Seilkörbe, welcher bei einspännigen Göpeln etwa 1,8 bis 2 m und bei zweispännigen Göpeln 3,5 bis 4 m beträgt. Die Geschwindigkeit der Last wird im Mittel etwa zu 0,3 m, selten bis 0,5 m pro Secunde angenommen.

§. 24. **Wassergöpel.** Die Wassergöpel sind durch die Kraft des Wassers in Bewegung gesetzte liegende Radwellen; bei ihnen ist also die Korbwelle nicht vertical, sondern horizontal. Am häufigsten kommen die durch verticale Wasserräder in Bewegung gesetzten Wassergöpel oder sogenannten Wasserradgöpel zur Anwendung. Sie sind meist ohne Vorgelege, d. h. das Wasserrad sitzt hier mit den Körben, wovon der eine stets beweglich ist, auf einerlei Welle. Die Treibeseile können natürlich hier von den über den Schachtmündungen hängenden Seilscheiben nicht horizontal nach dem Korbe geführt werden. Hängt das Wasserrad tief unterirdisch, so müssen die Seile durch je zwei Seilscheiben nach einem besonderen Seilschachte geleitet werden, in welchem sie nach dem Korbe herabgehen. Die Treibeseile sind natürlich dann um die Teufe dieses Schachtes länger zu machen, als wenn sich der Korb über Tage befindet. Wenn auch dadurch die Zapfenreibungen vergrößert werden, so ist der hieraus erwachsende Arbeitsverlust nicht so groß, wie bei einem Stangenvorgelege, welches den über Tage befindlichen Korb mit der Welle des unter Tage hängenden Wasserrades verbindet. Die Einrichtung eines Stangenvorgeleges kommt auf die mehrfache Anordnung des Parallelkurbelgetriebes, s. Thl. III, 1, §. 137, hinaus. Man versieht jedes Ende der Wasserradwelle sowohl wie der Korbwelle mit einer doppelten Kurbel, deren Zapfen nach Fig. 92 diametral gegenüber stehen, und versetzt die Kurbeln der einen Seite um 90° gegen die der anderen Seite. Vier gleich lange Zugstangen verbinden die entsprechenden Kurbelzapfen. Es ist ersichtlich, daß durch diese Anordnung nicht nur die todten Punkte über-

wunden werden, sondern auch die Kurbelstangen lediglich durch Zug zu wirken haben, was bei der großen Länge derselben von Wichtigkeit ist, indem eine Führung dieser Stangen wegen ihrer schwingenden Bewegung nicht möglich ist.

Fig. 92.



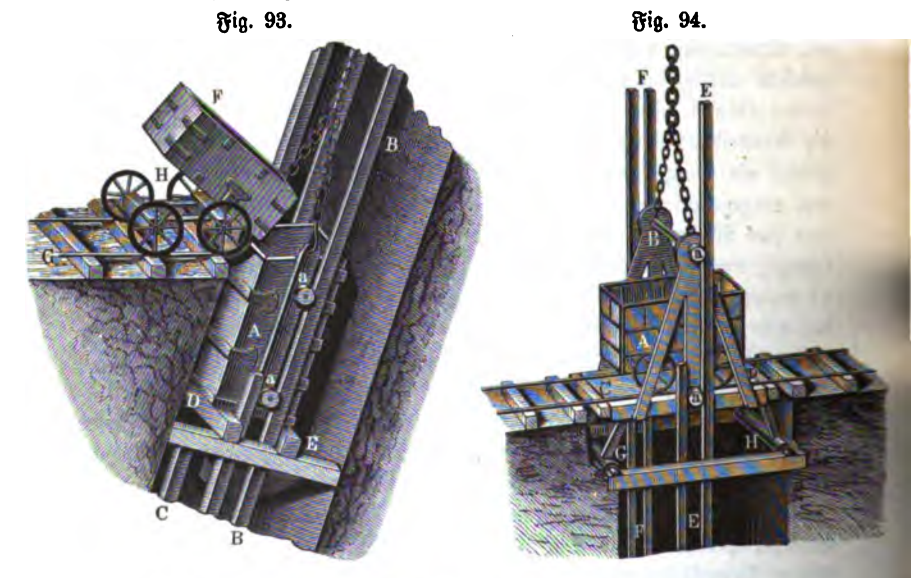
Eine Haupteigenthümlichkeit des Wasserradgöpels ist das Kehrrad. Um abwechselnd die eine oder die andere Tonne auszutreiben, muß die Korbwelle ein Mal in der einen und das andere Mal in der anderen Richtung umgehen; da nun aber ein einfaches Wasserrad nur nach der einen Richtung umläuft, so wäre bei Anwendung desselben zum Betriebe einer Fördermaschine ein Wendegetriebe nöthig, durch welches die entgegengesetzte Umdrehung der Korbwelle hervorgebracht wird. Der größeren Sicherheit wegen leistet man aber auf die Anwendung eines solchen Wendegetriebes Verzicht und bedient sich lieber zweier ein Ganzes, das sogenannte Kehrrad, ausmachenden Wasserräder mit entgegengesetzter Schaufelung und Beaufschlagung. Je nachdem man nun das Wasser auf die eine oder auf die andere Abtheilung des Kehrrades schlägt, nimmt natürlich dieses und folglich auch die Korbwelle, auf welcher es entweder direct festsitzt, oder mit welcher es durch Gestänge verbunden ist, die eine oder die andere Umdrehungsbewegung an, und treibt hierbei entweder die eine oder die andere Tonne aus dem Schachte.

Das Aufziehen und Niederlassen der Schutzbretter für die beiden Aufschläge des Kehrrades erfolgt durch einen Doppelhebel, dessen Axe zwischen beiden Schutzbrettern liegt und dessen Arme durch die zu diesem Zwecke der Länge nach geschlitzten Schützenstangen hindurchgehen. Zur Bewegung dieses Doppelhebels dient der Schützendrückel, d. i. ein über Tage befindlicher einarmiger Hebel und ein Schützengestänge, welches von diesem Drückel nach jenem Doppelhebel herabgeht. Um die Maschine in Ruhe zu versetzen, nachdem die volle Tonne über Tage angekommen ist, wird nicht allein durch Niederlassen der einen Schütze der Aufschlag abgeschnitten, sondern auch der Brems angezogen, welcher den die Scheidewand zwischen beiden Abtheilungen des Kehrrades bildenden Rad- oder Bremskranz umgiebt. Die Einrichtung dieser Bremsvorrichtung weicht von der eines Pferdegöpels nicht ab; der hierzu nöthige Bremsdrückel befindet sich neben dem Schützendrückel und neben Drückeln zum Auf- und Niederlassen der Stürzhaken.

Die Tonnen sind hier in der Regel größer als bei den Pferdegöpeln und bewegen sich auch schneller als diese; während die letzteren 8 bis 10 Kübel fassen und mit 0,3 bis 0,5 m Geschwindigkeit getrieben werden, giebt man jenen einen Fassungsraum von 12 bis 15 Kübel und läßt sie mit 0,5 bis 1 m Geschwindigkeit aufsteigen.

Die Art und Weise, wie das Füllen einer Tonne in sehr kurzer Zeit und mit der kleinsten Gefahr bewirkt wird, ist aus Fig. 93 zu ersehen. Es ist A die zu füllende Tonne, welche mit ihren Walzen a, a zwischen den Streichbäumen B, C läuft, und während des Füllens auf den über den Einstrichen wegliegenden Hölzern D, E ruht. FH ist ein Wagen oder Hund, durch welchen auf einer Eisenbahn G die Fördermasse herbeigestoßen wird, welche in dem Kasten F enthalten ist. Derselbe wird um eine Axe im vorderen Radgestelle gekippt, wenn es darauf ankommt, die Fördermasse in die Tonne zu schütten, wobei jedenfalls der kleinste Zeitaufwand nöthig ist, wenn dieser Wagenkasten mit der Treibetonne einerlei Inhalt hat.

Fig. 93. Fig. 94.



Noch weniger aufhältig ist die in Fig. 94 abgebildete Einrichtung, wo der Wagen A, durch welchen die Fördermasse auf einer Eisenbahn herbeigefördert wird, auf ein Gestelle BCD gefahren wird, welches statt der Treibetonne an dem Seile hängt und mittelst der Seitenwalzen a, a zwischen den Streichbäumen EE, FF läuft. Zur Unterstützung dieses Gestelles während des Stillstandes der Maschine dienen die Streben G und H, welche um horizontale Axen drehbar und zurückzuschlagen sind, wenn aus einer größeren Tiefe gefördert werden soll.

Die allgemeine Einrichtung eines Wasserradgöpels ohne Vorgelege ist aus den beiden Ansichten in Fig. 95 und Fig. 96 zu ersehen. A ist das Kehrrad, B, B_1 sind die beiden Körbe, welche zwar auf ihren Wellen festsitzen, jedoch mit der Wasserradwelle durch leicht lösbare, aus je

zwei Scheiben und einem diametral durchgehenden Bolzen bestehende Kuppelungen *a, a* verbunden sind. Das Seil, welches sich um den Korb *B* wickelt,

Fig. 95.

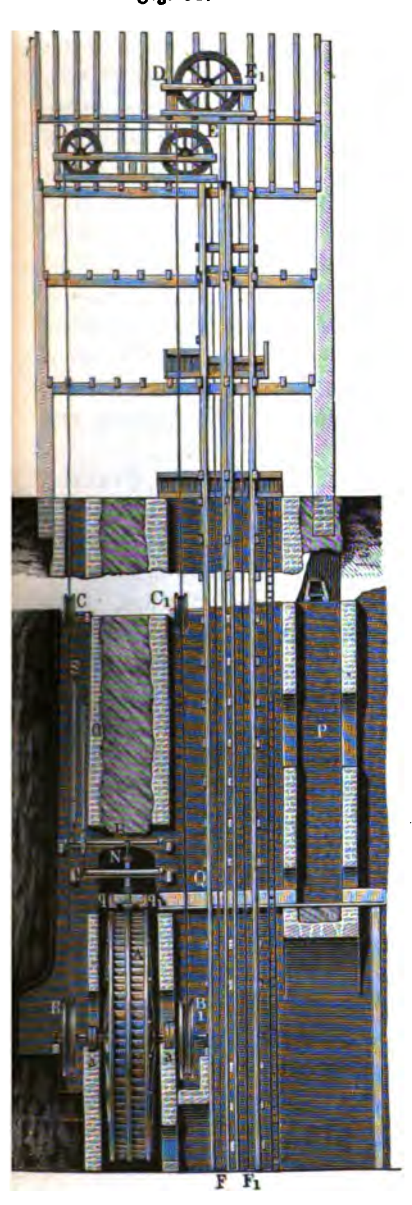
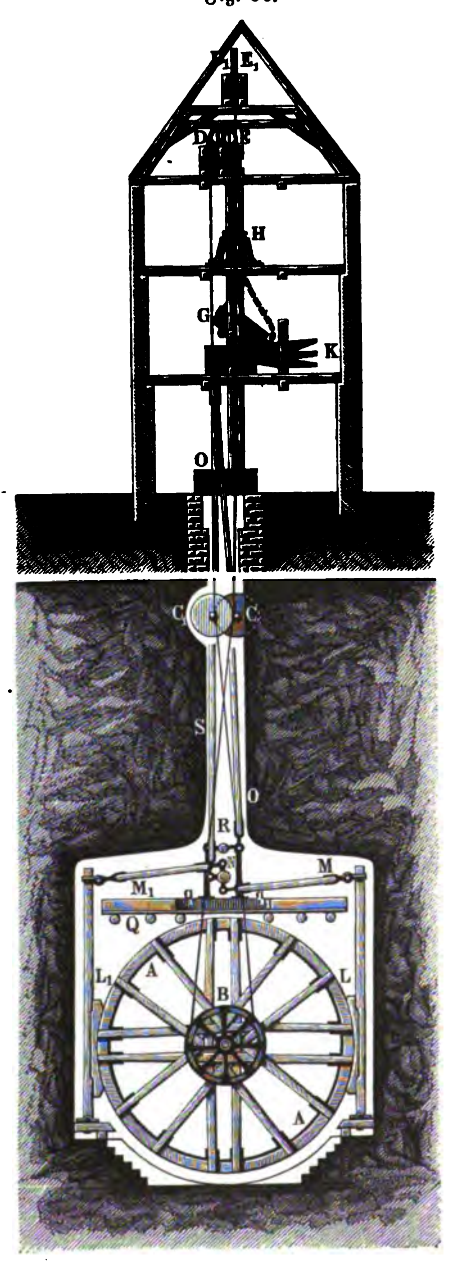


Fig. 96.



läuft über die Seilwalze C im Seilschachte und über die beiden Seilscheiben D und E unter dem Dache des Treibehauses, von wo es in der Richtung EF in den Treibeschacht herabhängt; das Seil des Korbes B_1 hingegen geht über die Seilrolle C_1 und über die Seilscheibe $D_1 E_1$, an welcher es in der Richtung $E_1 F_1$ nach dem Treibeschachte herabhängt. Fig. 96 zeigt in G eine ausgestürzte Treibetonne und in H die sogenannten Fangböcke, welche in dem Falle, wenn die Maschine zu spät aufgehalten wird, die Treibetonne zwar bis zu den Seilscheiben aufsteigen, aber nicht zurückfallen lassen; in K sind noch die Drückel zum Schützen, Bremsen und Aus- und Einrücken der Stürzhaken zu sehen. Die letzte Figur führt in L, L_1 auch noch den auf den mittleren Radkranz aufzudrückenden Doppelbrems vor Augen, welcher durch die Zugstangen M, M_1, sowie durch den dreiarmigen Hebel N und durch das Gestänge O mit dem Bremsdrückel über Tage verbunden ist. Fig. 95 zeigt endlich in P die Radstube des Kunstrades, in Q das Gerinne, in welchem das Wasser aus dieser Radstube nach der des Kehrrades A geführt wird; auch führen beide Figuren in q, q_1 die Schützen für beide Kehrradabtheilungen, in R den Schwengel und in S die Zugstange dieser Schützen vor Augen.

Eine Seitenansicht von einem Wasserradgöpel mit Stangenvorgelege zeigt Fig. 97. Hier ist A das Kehrrad, und man sieht in BC und DE die zwei Gestänge auf der einen Seite des Rades, welche mit diesem durch den doppelt gekröpften Krummzapfen BD und mit dem Seilkorbe FF durch den doppelten Krummzapfen CE verbunden sind. Ferner bemerkt man in G die eine Seilscheibe, über welche das Seil vom Korbe nach dem Schachte geführt wird, und in H die an diesem Seile hängende Treibetonne. Der Brems KLK und der Schützenzug MNM sind genau dieselben wie bei dem in den letzten Figuren abgebildeten Wassergöpel ohne Vorgelege.

Da die Turbinen selbst bei kleinen Gefällen eine ansehnliche Anzahl von Umdrehungen pr. Minute machen, aber der Korb eines Wassergöpels für eine Tonnengeschwindigkeit von 0,5 bis 1 m und bei einem Durchmesser von $2^1/_2$ bis 3 m in der Minute nur 4 bis 8 Umdrehungen macht, so erfordert ein Turbinengöpel stets ein oder mehrere Zahnradvorgelege, welche die Umdrehung der Turbine auf die erforderliche Umdrehungszahl des Korbes herabziehen. Wie die Anordnung eines solchen Göpels zu treffen ist, läßt sich recht gut aus Fig. 98 (a. S. 176) entnehmen, welche die Abbildung eines vom Herrn Oberkunstmeister Braunsdorf construirten Turbinengöpels auf der Grube „Gesegnete Bergmannshoffnung bei Freiberg“ zeigt. Es ist hier A die Turbine; auf der Welle derselben sitzt das gußeiserne Bremsrad B und das kleine conische Triebrad C mit 20 Zähnen, welches in das große Zahnrad D mit 108 Zähnen eingreift. Obgleich diese

Fig. 97.

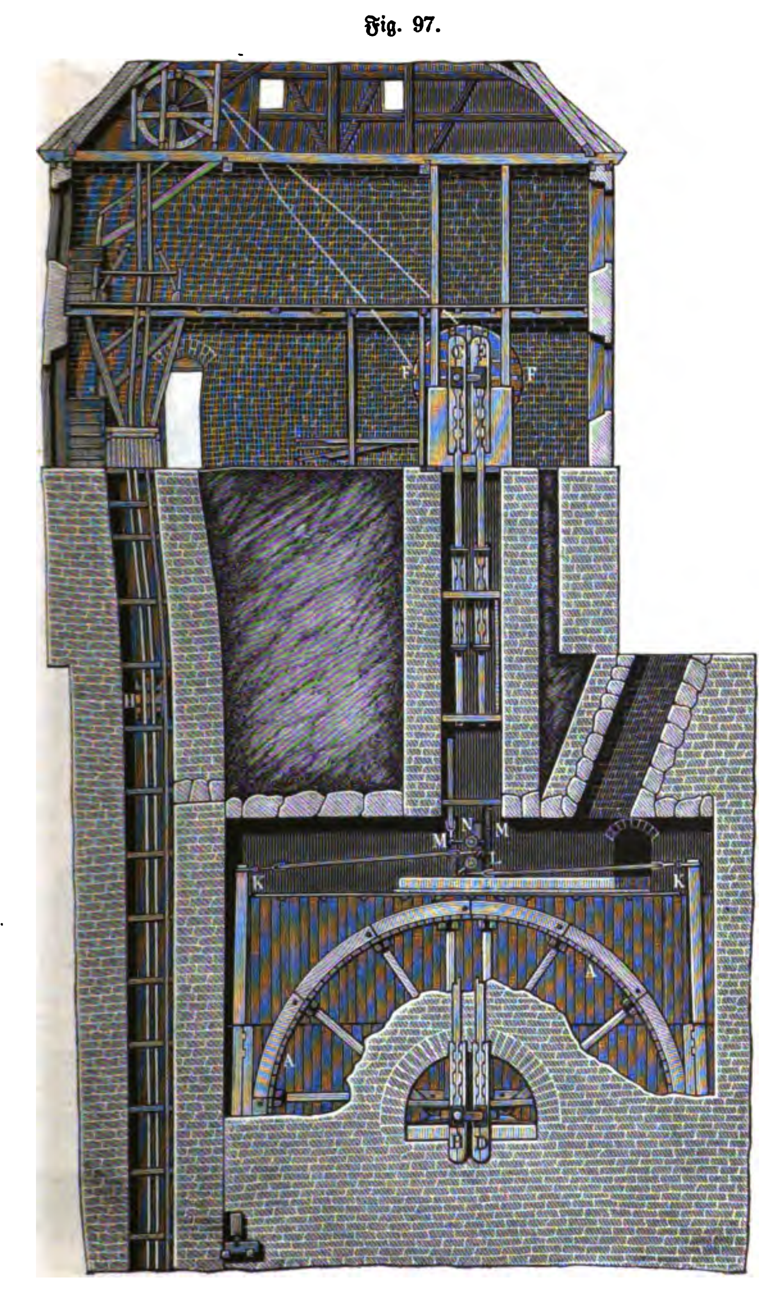


Fig. 98.

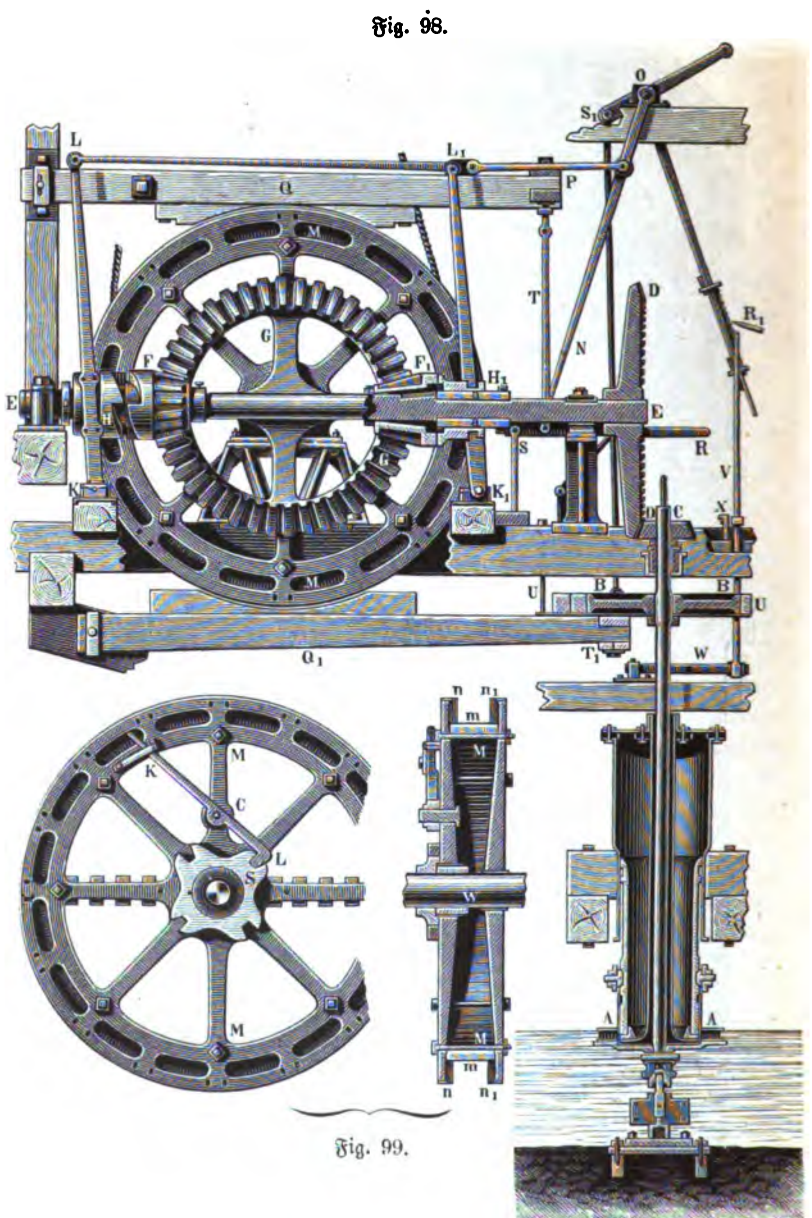

L
L1
O
S1
P
Q
M
T
D
R1
G
N
F
F1
H1
E
E
H
S
R
G
V
K
K1
C
X
U
B
B
U
M
Q1
T1
W
n
n1
m
M
K
M
C
L
S
W
M
M
m
n
n1
A
A

Fig. 99.

Turbine nur ein Gefälle von 4,4 m hat, so ist dennoch die Umsetzung von $\frac{108}{20} = 5,4$ für einen vortheilhaften Gang der Maschine noch lange nicht hinreichend und ein zweites Vorgelege nöthig, welches die Umdrehungszahl noch weiter herabzieht, und aus den kleinen conischen Rädern F und F_1 mit je 13 Zähnen und dem größeren Zahnrade G mit 56 Zähnen besteht. Das erstere Räderpaar sitzt jedoch nicht fest auf der Welle E des conischen Rades D, sondern ist mit seiner conischen Höhlung um einen conischen Mantel drehbar, welcher auf dieser Welle festgekeilt ist; um aber die feste Verbindung zwischen EE und F, F_1 herzustellen, dienen die Muffen HH, welche sich mittelst der Rückgabeln KL, $K_1 L_1$ über die auf E festsitzenden Federn a verschieben und mit ihren gezahnten Stirnen in die ebenfalls gezahnten Köpfe der Räder F, F_1 einrücken lassen. Je nachdem nun der Muff H in das Rad F oder der Muff H_1 in das Rad F_1 eingerückt ist, wird das Zahnrad G, und folglich auch der mit demselben auf derselben Welle sitzende Korb M nach der einen oder nach der anderen Richtung umgedreht. Durch diese, übrigens schon aus Thl. III, 1 bekannte Kuppelung wird die Anwendung eines Doppelrades mit entgegengesetzten Schaufelungen erspart. Das Rücken dieser Kuppelung erfolgt durch einen Drückel N, welcher um die feste Axe O drehbar und durch die Stange P mit den Rückgabeln verbunden ist. Der Brems Q des festen Korbes MM wird mittelst des Drückels RS und der Zugstange T auf die zu beiden Seiten dieses Korbes angebrachten Bremsscheiben aufgedrückt; der Brems Q_1 des beweglichen Korbes hingegen läßt sich mittelst des Drückels $R_1 O$ und der Zugstange $S_1 T_1$ andrücken. Zum Ein- und Ausrücken des Bremses UU der stehenden Welle dient endlich noch der Drückel V, welcher sich um die liegende Welle W dreht und mit einer Klinke X versehen ist, die in eine horizontale Sperrstange eingreift.

In Fig. 99 ist noch eine Seitenansicht und der Durchschnitt eines beweglichen Korbes abgebildet, wie er auch bei den Göpeln mit verticalem Kehrrade in Anwendung kommt. Ein solcher Korb besteht aus zwei durch Schraubenbolzen mit einander verbundenen Radkränzen MM, aus den einen Cylindermantel bildenden Korbstecken m, m und der auf die inneren Stirnflächen dieser Kränze aufgeschraubten Holzfütterung $n\,n\,n_1 n_1$, welche die Korbstecken in der ihnen vorgeschriebenen Lage erhält und mit denselben das sogenannte Seilfach bildet. Dieser Korb ist mit seinem Auge auf der runden Welle W drehbar; um ihn mit derselben fest zu verbinden, dient die vier Klauen bildende und auf der Welle W festsitzende Scheibe S, sowie die Klinke KCL, welche um den Bolzen C drehbar ist, mit dem hakenförmigen Ende L in eine der Klauen der Scheibe eingreift und durch die Klammer K in diesem Eingriffe fest erhalten wird.

Anmerkung. Durch vielfache Versuche an Wasserradgöpeln in hiesigem Bergrevier hat der Verfasser gefunden, daß diese Göpel unter den günstigsten Umständen, d. i. wenn dieselben ohne Vorgelege sind und aus seigern Schächten von einer mittleren Teufe von 300 m fördern, im Ganzen einen Wirkungsgrad $\eta = 0,75$, und daß sie unter den ungünstigsten Umständen, d. i. wenn dieselben lange Vorgelege haben und aus größeren flachen Teufen fördern, nur einen Wirkungsgrad $\eta = 0,30$ liefern.

§. 25. **Wassersäulengöpel** sind bis jetzt nur selten angewendet worden. Um eine möglichst gleichförmige Umdrehung zu erhalten, läßt man diese Maschinen nicht bloß aus zwei doppelt wirkenden Treibecylindern bestehen, sondern man versieht dieselben auch noch mit einem großen Schwungrade. Ein vorzüglicher Göpel dieser Art ist die vom Herrn Oberkunstmeister Adriany construirte Fördermaschine des Andreas-Schachtes zu Schemnitz. Die Einrichtung und Wirkungsweise dieser Maschine ist aus Fig. 100 vollständig zu ersehen. A ist ein sogenannter Vierwegehahn, in welchen bei B das Einfall- und bei C das Austragerohr, bei D und O aber die nach den Treibecylindern führenden Communicationsröhren einmünden. Die letzteren Röhren DE und NO sind bei E und N gegabelt und führen bei M und M_1 unmittelbar in die beiden Steuercylinder LMH und $L_1 M_1 H_1$, dagegen aber bei F und F_1 in andere Communicationsröhren, welche bei G und Q und bei G_1 und Q_1 in die Steuercylinder einmünden. Von den Steuercylindern HLM und $H_1 L_1 M_1$ ist der erstere der Länge nach halb zerschnitten und abgedeckt gezeichnet, und ebenso von den Treibecylindern LKH und $L_1 K_1 H_1$ der erstere zur Hälfte geöffnet dargestellt. Kurze Röhren H und L sowie H_1 und L_1 setzen die Treibecylinder mit den Steuercylindern in Verbindung. Jede Steuerkolbenstange trägt zwei Steuerkolben R und S und wird durch ein Excentrik T in Bewegung gesetzt. Jeder Treibekolben K trägt seine Kraft mittelst der Kolbenstange KU und der Kurbelstange UV auf einen Krummzapfen V über, dessen Welle zugleich die Korbwelle abgiebt. Die Querhäupter der Stangenköpfe sind mit Frictionsrädern U, U_1 und W, W_1 ausgerüstet, welche innerhalb hufeisenförmiger Leitungen laufen. Die Construction der Körbe X und X_1, sowie die Verbindung des gußeisernen Schwungringes YY mit der Korbwelle durch hölzerne Arme Z u. s. w., ist aus der Figur deutlich zu ersehen.

Der Gang und die Wirkungsweise dieser Maschine ist folgender. Das Kraftwasser, welches durch die Einfallröhre bei B dem Regulator zugeführt wird und von da in die Communicationsröhre DE gelangt, theilt sich bei E und strömt von da theils nach F und theils nach F_1. Der Theil des Wassers, welcher nach F kommt, gelangt mittelst der Röhre FG bei G in den Steuercylinder und von da durch die kurze Röhre H in den Treibecylinder, wo es den Treibekolben K zurücktreibt. Das Wasser hingegen,

welches diesen Kolben vorher ausgeschoben hat, strömt durch das kurze Rohr L zurück in den Steuercylinder und von da durch das Rohr MNO nach

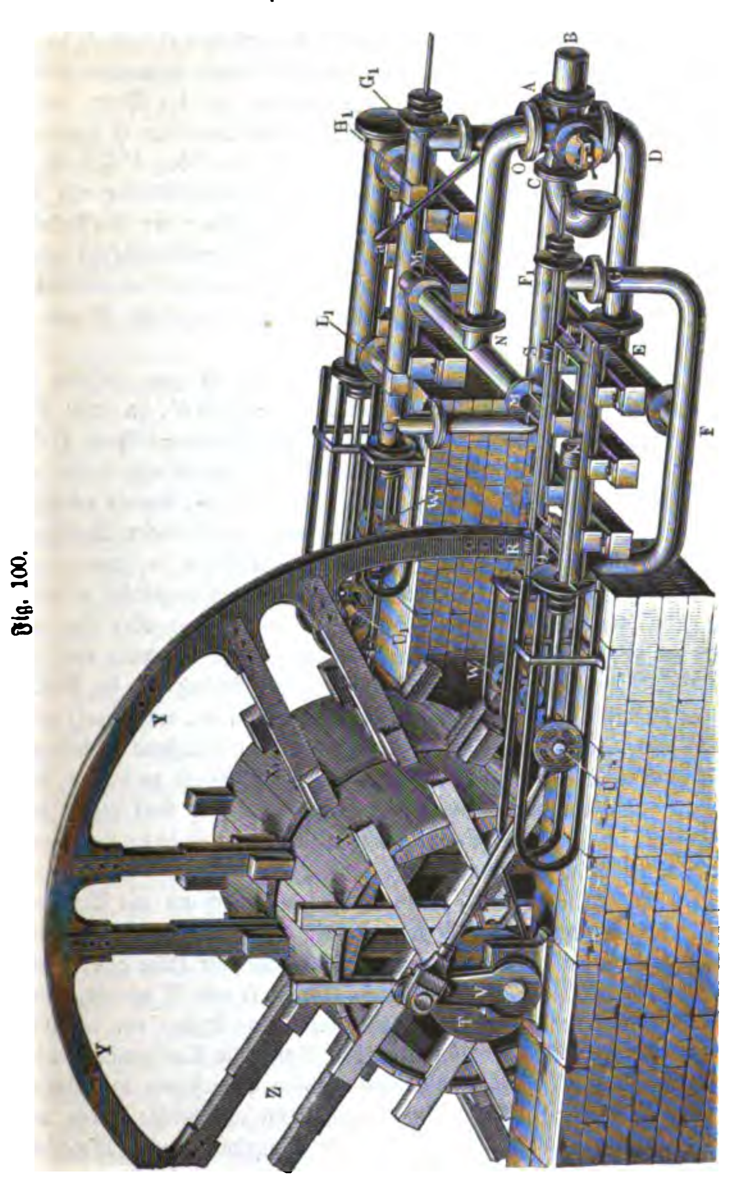


Fig. 100.

dem Regulator oder doppeltgebohrten Hahn *A* zurück, und wird von da mittelst der zweiten Bohrung nach dem Ausgußrohre *CP* geleitet. Gegen Ende dieser Bewegung schiebt das Excentrik *T* mittelst der Excentrikstange *TW* und der Steuerkolbenstange *WRS* die Steuerkolben *R* und *S* so weit vorwärts, daß dieselben auf die anderen Seiten der kurzen Communicationsröhren *L* und *H* treten, und nun das Kraftwasser auf der Seite von *G* vom Treibecylinder abgesperrt, dagegen aber auf der Seite von *Q* zugelassen wird. In Folge dessen macht nun das Kraftwasser den Weg *FQLK* und schiebt den Treibekolben *K* auswärts, während das todte Wasser auf dem Wege *KHMNOP* zum Ausgusse gelangt. Kurz bevor der Treibekolben seinen Ausschub zurücklegt, hat das Excentrik *T* die Steuerkolbenstange wieder zurückgezogen, so daß nun nach Beendigung des Ausschubes die Communication zwischen *G* und *H*, sowie zwischen *L* und *M* wieder hergestellt ist und ein neues Treibkolbenspiel beginnen kann.

Das Kolbenspiel der zweiten Maschine $L_1 M_1 H_1$ ist ganz dasselbe wie das soeben erklärte Kolbenspiel der ersten Maschine *LMH*, da beide Maschinen ganz gleich construirt sind und die Zu- und Ableitungsröhren *BDE* und *NOP* gemeinschaftlich haben. Damit die Umdrehungskraft, welche aus beiden Maschinen resultirt, während einer Umdrehung des Korbes möglichst wenig variire, stellt man die Krummzapfen und Excentrik dieser Maschinen auf das Viertel gegen einander, so daß die eine Maschine der anderen um einen halben Schub vorausgeht. Dreht man den Vierwegehahn *A* durch einen Hebel *Aa* um einen Winkel von 45 Grad, so wird aller Zu- und Abfluß des Wassers aus den Treibecylindern aufgehoben, und dreht man ihn um einen Rechtwinkel, so wird der Zufluß in einen Abfluß und der Abfluß in einen Zufluß verwandelt. Kommt es daher darauf an, den Göpel, nachdem die volle Tonne über Tage angekommen ist, in Stillstand zu bringen, so hat der Treibemeister den Steuerhebel *Aa* um 45 Grad zu drehen, und soll später, nachdem man die volle Tonne geleert und die leere gefüllt hat, die Maschine in der umgekehrten Richtung umlaufen, so ist dieser Hebel noch weiter um 45 Grad zu drehen.

Ein wichtiger Gegenstand bei den Wassersäulenmaschinen zur Erzielung einer rotirenden Bewegung und folglich auch bei den Wassersäulengöpeln ist, daß man den Steuerkolben *R* und *S* eine Länge oder Höhe gebe, welche ganz knapp die Weite der Communicationsröhren *L* und *H* erreicht, damit beim Umsteuern, und zwar in der Zeit, wenn diese Kolben vor den Einmündungen dieser Röhren vorbeigehen, das Wasser im Treibecylinder nicht vollständig abgesperrt wird, was bei dem großen Widerstande des Wassers gegen Ausdehnung und Zusammendrückung höchst nachtheilige Stöße veranlassen würde (vergl. Thl. II). Damit die Steuerkolben dieser Maschinen nicht zu kurz oder niedrig ausfallen, bedient man sich auch hier der cylin-

drischen Communicationsröhren, obgleich es aus den in Thl. II angegebenen Gründen zweckmäßig wäre, diesen Röhren einen rectangulären Querschnitt zu geben. Ohne dies ist hier ein kleiner Verlust an Kraftwasser durch den unvollständigen Abschluß der Steuerkolben unvermeidlich, zumal da diese Kolben bei ihrer mittleren Stellung einen Augenblick lang die Einfallröhre mit der Austrageröhre in Communication setzen.

Anmerkung. Der Wassersäulengöpel auf dem Andreas-Schachte zu Schemnitz benutzt ein Gefälle von 111 m, hat einen Kolbendurchmesser von 0,16 m und einen Hub von 1 m und macht während des Treibens im Mittel pr. Minute $4^1/_4$ Spiele, wobei die Tonne eine mittlere Geschwindigkeit von 0,5 m hat. In neuerer Zeit sind auch Wassersäulenmaschinen mit Accumulatorbetrieb nach dem Armstrong'schen Systeme mehrfach zum Zwecke des Förderns in Anwendung gebracht worden.

Dampfgöpel. Die Verwendung von Dampfkraft zum Betriebe der Fördermaschinen ist in neuerer Zeit, insbesondere für große Förderteufen und bedeutende Massen, wie sie beispielsweise in Steinkohlengruben vorkommen, sehr allgemein geworden. Die leichte Beschaffung genügender Dampfkraft an jeder beliebigen Stelle, und die Möglichkeit, hiermit große Fördergeschwindigkeiten zu erzielen, sind Vorzüge des Dampfbetriebes, welche demselben besonders in den Fällen geringer Brennmaterialpreise, also namentlich in Steinkohlengruben wesentlich Vorschub geleistet haben. Die Einrichtung der eigentlichen Fördervorrichtung weicht von derjenigen nicht ab, welche im Obigen für die Wassergöpel besprochen wurde, namentlich ist immer die Korbwelle mit den beiden Förderkörben vorhanden, deren Drehung abwechselnd nach beiden Richtungen erfolgen muß. §. 26.

Die Dampfmaschine ist daher immer mit einer sogenannten Umsteuerungsvorrichtung versehen, wozu man sich fast ausschließlich der von Stephenson zuerst für Locomotiven gebrauchten Coulissensteuerung bedient, welche bei Gelegenheit der Locomotiven einer näheren Besprechung unterworfen werden soll. Nur bei kleinen Fördermaschinen, welche man zuweilen durch oscillirende Dampfcylinder betreibt, und denen man auch wohl den Namen Dampfhaspel beilegt, wird die Umsteuerung durch ein Wechselventil, ähnlich wie bei der in Fig. 47 dargestellten Dampfwinde, bewirkt. Wechselgetriebe zur Umsetzung der Bewegung der Korbwelle kommen bei Dampffördermaschinen nicht, oder nur in höchst seltenen Ausnahmen vor.

Die Dampfmaschinen werden in Deutschland meist mit liegenden Cylindern ausgeführt, während man in England auch vielfach stehende Maschinen mit Balancier oder auch Bockmaschinen anwendet, letztere Anordnung besonders aus dem Grunde, um die Korbwelle möglichst hoch zu lagern, damit die nach den Seilrollen geführten Förderseile auf diesen Rollen eine thunlichst geringe Ablenkung erfahren.

Eine stehende Maschine erfordert natürlich zur Erlangung genügender Stabilität eine viel kräftigere Ausführung und solidere Fundirung als bei liegenden Maschinen nöthig ist, welche letzteren dagegen einen größeren nicht immer vorhandenen Raum bedürfen. Die Förderdampfmaschinen läßt man meistens mit hochgespannten Dämpfen und mit Expansion arbeiten, Condensation dagegen, welche früher wohl öfter angewendet wurde, ist mehr und mehr außer Gebrauch gekommen, da die Rücksicht auf sicheren Betrieb eine möglichst einfache Construction erfordert und in vielen Fällen das zur Condensation erforderliche Wasser mangelt. Um eine sichere und bequeme Umsteuerung zu erreichen, wendet man fast allgemein zwei Dampfcylinder an, welche auf Kurbeln wirken, die senkrecht zu einander stehen, indem eine eincylindrige Maschine nur umgesteuert werden kann, wenn die Kurbel genügend weit von den todten Punkten entfernt ist, ein Uebelstand, welcher bei zweicylindrigen Maschinen mit dem Wegfall der todten Punkte verschwindet. Auch muß man bei eincylindrigen Maschinen ein schwereres Schwungrad zur Erzielung eines regelmäßigen Ganges anordnen, welches Schwungrad wegen der in ihm enthaltenen lebendigen Kraft das prompte Umsteuern beträchtlich erschwert, während bei zweicylindrigen Maschinen die Schwungmasse nur gering zu sein braucht, und oftmals die Masse der Körbe schon ausreicht, so daß ein besonderes Schwungrad unnöthig ist.

Früher pflegte man von der Dampfmaschinenwelle durch ein Zahnradvorgelege die Fördertrommel mit verminderter Geschwindigkeit bewegen zu lassen, neuerdings ist man mehr und mehr dazu übergegangen, die Kurbeln für die Dampfcylinder direct auf die beiderseitigen Enden der Korbwelle zu setzen, und erlangt dadurch unter Voraussetzung hinreichend kräftiger Dampfkolben größere Fördergeschwindigkeiten. Bei guter Ausführung der Anlage kann man Fördergeschwindigkeiten von 6 bis 8 m *) in der Secunde zulassen, ja an unten angegebener Stelle **) ist ein Beispiel einer englischen Grube angeführt, wo die Förderung aus 737 m Tiefe in 55 Secunden, daher mit einer Geschwindigkeit von 13,4 m geschieht.

So bedeutende Geschwindigkeiten erfordern natürlich sehr gute Construction und solide Ausführung der ganzen Anlage und besondere Sicherheitsvorrichtungen betreffs etwaiger Zufälligkeiten, wie Seilbrüche 2c. Insbesondere ist die Korbwelle mit einer zuverlässigen und kräftigen Bremse zu versehen, welche sehr häufig als Dampfbremse ausgeführt wird, derartig nämlich, daß der Druck des Dampfes gegen den Kolben eines besonderen Dampfcylinders das Anziehen der Bremsbacken oder des Bremsbandes bewirkt (s. Thl. III,

*) S. Serlo, Leitfaden der Bergbaukunde, Bd. II.

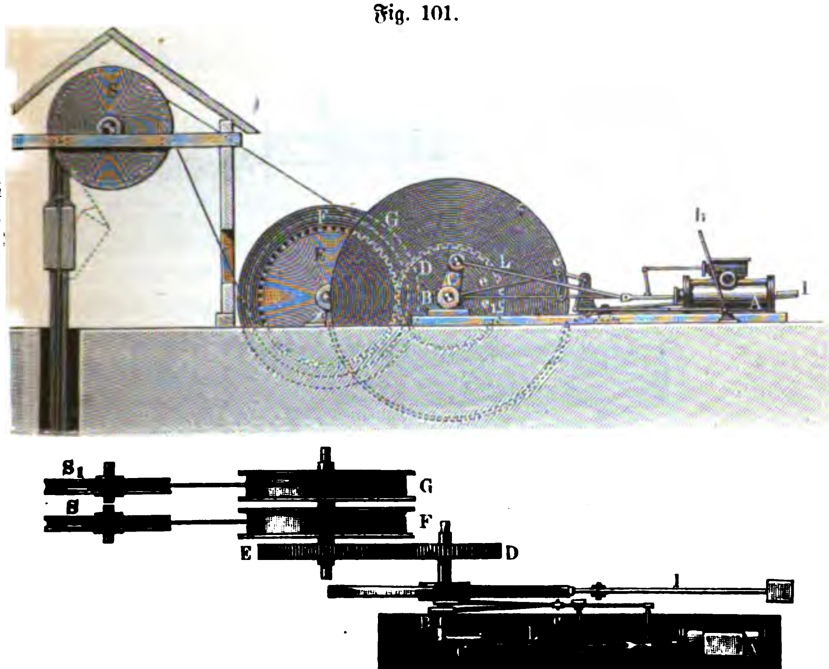
**) Berg- und hüttenmännische Zeitung von Kerl und Wimmer 1876, S. 126.

1, Fig. 721). Die Bremsscheibe ist in der Regel zwischen den beiden Förderkörben auf deren Welle befestigt, bei Vorhandensein eines Schwungrades wird auch wohl dessen Ring gleichzeitig als Bremsrad benutzt.

Für kleinere Maschinenstärken hat man auch vielfach Locomobilen oder transportabele Dampfhaspel angewendet, welche nach Bedürfniß eine leichte Versetzung zulassen. Wenn die Aufstellung einer Fördermaschine nicht über Tage, sondern unterirdisch im Schachte geschehen muß, so hat man, da die Zuführung des Dampfes von den über Tage aufgestellten



Fig. 101.



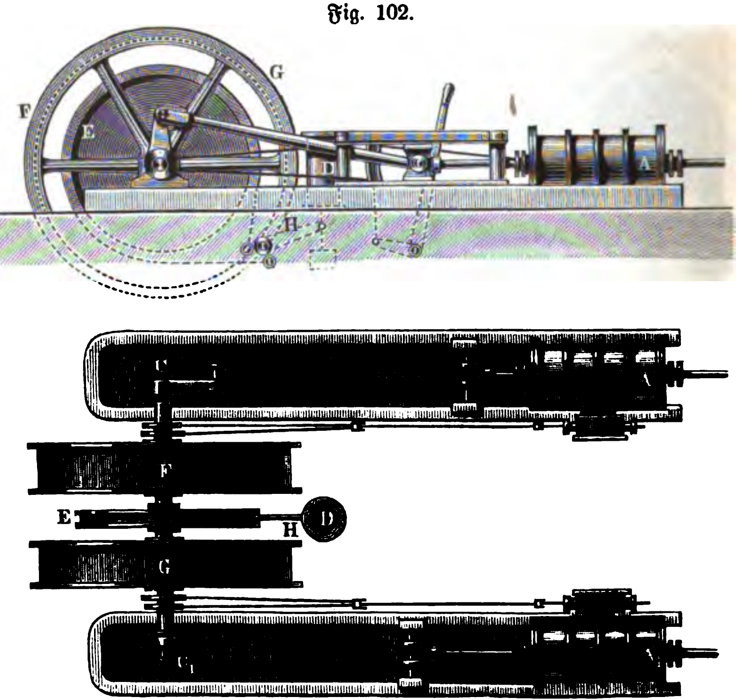
Kesseln aus mit Condensationsverlusten und die Abführung mit Schwierigkeiten verknüpft ist, auch Luftmaschinen*) angewendet, welche nach Art der Dampfmaschinen wirken, nur daß sie, anstatt durch Dampf, durch comprimirte Luft bewegt werden, welche von einer über Tage aufgestellten Luftpumpe beschafft wird, deren Betrieb von der Dampfmaschine aus geschieht. Die gebrauchte Luft kann hierbei gleichzeitig zur Ventilation oder Wetterführung benutzt werden, doch ist mit einer derartigen indirecten Wirkung nur

*) S. Haßlacher, Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen 1869.

eine geringere Ausnutzung der Betriebskraft möglich, weshalb eine solche Anordnung nur unter bestimmten Verhältnissen gerechtfertigt ist.

Eine eincylindrige Fördermaschine mit Vorgelege ist in Fig. 101 (a. v. S.) dargestellt. Die Kolbenstange des liegenden Dampfcylinders A bewegt durch die Lenkstange L die Kurbel C der Schwungradwelle B, auf welcher das kleinere Zahngetriebe D befestigt ist, das in ein größeres Rad E auf der Korbwelle eingreift. Von den beiden Körben F und G gehen die Förderseile nach den über dem Schachte hängenden Seilrollen S und S_1 und von

Fig. 102.



da vertical abwärts. Die Umsteuerung wird durch die mittelst der beiden Excenter e und e_1 bewegte Coulisse c bewirkt, welche durch den Handhebel h nach Erfordern gehoben oder gesenkt werden kann. Der untere Umfang des Schwungrades ist mit einer Bandbremse versehen, welche durch einen Fußtritt auf das Ende des Hebels l angezogen wird.

Die Fig. 102 veranschaulicht die Anordnung einer zweicylindrigen liegenden Fördermaschine ohne Vorgelege aus der Salms'schen Maschinenfabrik*)

*) S. Excursionsbericht d. Maschinenbauschule zu Wien unter Leitung von Riedler 1876, Skizze 17.

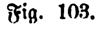
zu Blansko. Hier greifen die Lenkstangen der beiden Dampfcylinder A, A_1 an Kurbeln C und C_1 an, welche, um 90° gegen einander verstellt, direct auf der Korbwelle befestigt sind, welche zwischen den beiden Förderkörben F und G eine Bremsscheibe E trägt. Das Band dieser Bremse wird mittelst des Dampfcylinders D, dessen Kolbenstange mit dem Hebel H verbunden ist, angezogen, wenn durch Bewegung eines Ventilhebels Dampf unter den Kolben von D geführt wird. Dieser Ventilhebel wird von der Hand des Maschinenführers regiert, doch ist außerdem die Einrichtung getroffen, daß durch die Maschine selbstthätig das Dampfzulaßventil zu dem Bremscylinder geöffnet wird, sobald die geförderte Schale oben angekommen ist und das rechtzeitige Anhalten der Maschine von Seiten des Maschinenführers unterblieb.

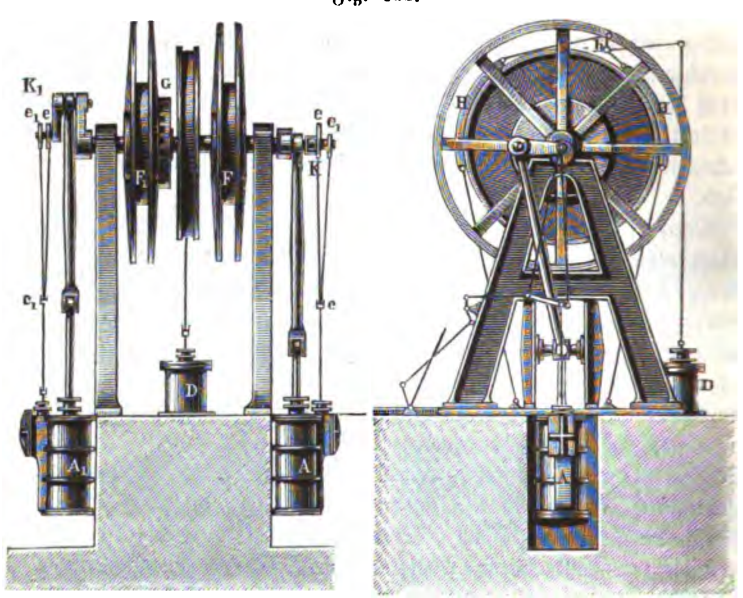
Außer solchen selbstthätig wirkenden Bremseinrückungen pflegt man mit den Fördermaschinen auch selbstthätige Signalvorrichtungen zu verbinden, welche nach einer bestimmten Anzahl von Korbumdrehungen eine Glocke zum Tönen bringen, um den Maschinenführer aufmerksam zu machen. Diese Signalvorrichtungen bestehen im Wesentlichen meist aus einer Schraubenspindel, welche durch Räderwerk mit der Korbwelle verbunden, durch deren abwechselnde Drehung ebenfalls in Drehung nach der einen oder anderen Richtung versetzt wird. Eine auf der Schraubenspindel verschiebliche Mutter wird daher längs der Schraubenaxe abwechselnd hin- und hergeschoben, und stößt gegen die Glocke, sobald die Verschiebung einen bestimmten Betrag erreicht hat, d. h. sobald der Förderkorb die zum vollkommenen Ausfördern der Tonne nöthige Tourenzahl gemacht hat.

Die Einrichtung der stehenden Fördermaschine*), Fig. 103 (a. f. S.), dürfte nach dem Vorstehenden ohne Weiteres deutlich sein. Die Lenkerstangen der beiden Dampfcylinder A und A_1 greifen auch hier direct an den Kurbeln der Trommelwelle an, und sind die Excenter e und e_1 für die Coulissen c und c_1 auf die Zapfen von Gegenkurbeln K und K_1 gesteckt. Anstatt der cylindrischen Seilkörbe sind hier wegen der Verwendung flacher Bandseile sogenannte Bobinen F und F_1 angewandt, d. h. cylindrische Scheiben mit seitlichen Rändern, zwischen denen das Bandseil in vielen sich über einander legenden spiralförmigen Windungen aufgewickelt wird. Ueber die hierdurch erreichbare Ausgleichung des Seilgewichtes siehe den folgenden Paragraphen. Die eine Scheibe F ist fest mit der Korbwelle verkeilt, während F_1 lose darauf sitzt und erst mit Hülfe der Zahnkuppelung G mit der Welle fest verbunden wird. Diese Anordnung gestattet, nach Lösung der

*) Portefeuille John Cockerill, Vol. 3, Pl. 19 u. 20 und daraus Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4.

Kuppelung den einen Korb F_1 gegen den anderen F relativ zu verdrehen, wenn es sich um Aenderung der Fördertiefe handelt. Die Wirkungsart des Dampfkolbens in dem Bremscylinder D auf die Bremsbacken H mittelst der Hebelverbindung h ist aus der Figur ersichtlich.


Fig. 103.



In Fig. 104 ist ein Dampfhaspel*) mit zwei oscillirenden Cylindern A und A_1 der Salms'schen Maschinenfabrik angegeben, bei welchem die richtige Zu- und Abführung des Dampfes durch die Drehzapfen der Cylinder vermöge der Schwingungen der letzteren bewirkt wird, und bei welchem die Umsteuerung durch das Wechselventil V geschieht, welches solche Einrichtung hat, daß man durch dasselbe die Ein- und Austrittscanäle des Dampfes mit einander verwechseln kann.

Endlich zeigt Fig. 105 einen zweicylindrigen Dampfhaspel**) mit Vorgelege, bei welchem das Zahnrad Z mit den beiden Körben F und F_1 fest verbunden ist. Die Umsteuerung geschieht hier durch einen eigenthümlichen drehbaren Vertheilungsschieber s, durch dessen Drehung

*) S. Excursionsbericht d. Maschinenbauschule zu Wien unter Leitung von Riedler 1876, Skizze 15.

**) Ebendaselbst.

ebenfalls ein Auswechseln der Ein- und Auslaßcanäle bewirkt werden kann. (Näheres hierüber siehe an unten angezeigter Stelle.)

Fig. 104.

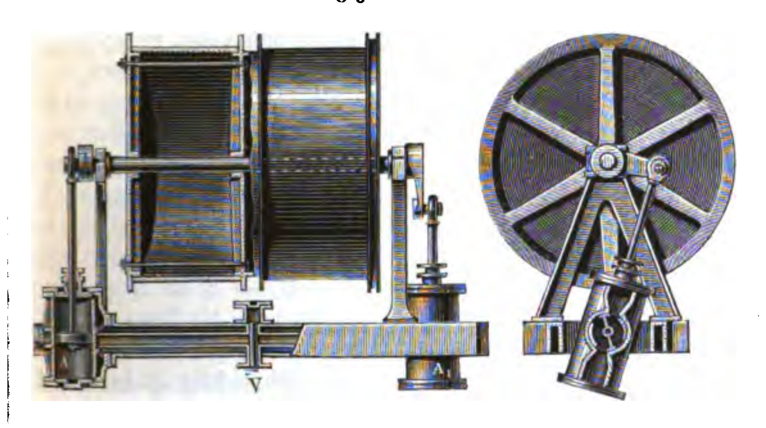
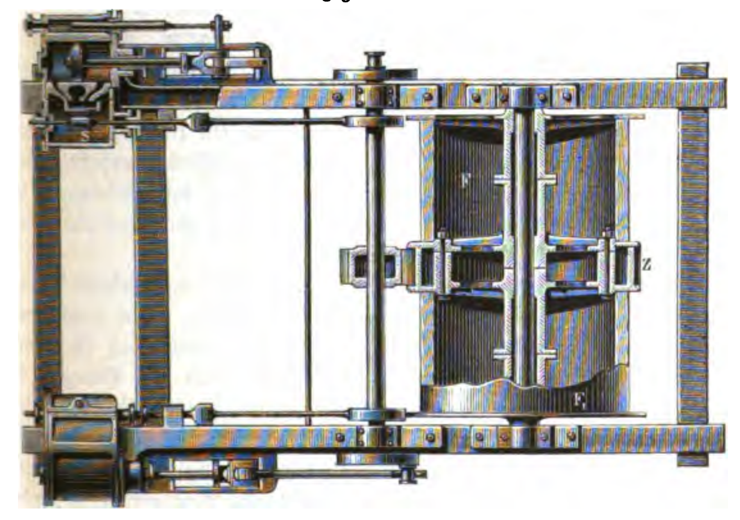


Fig. 105.



Seilausgleichung. Bei großen Fördertiefen ist das Eigengewicht des Seiles von beträchtlichem Einflusse auf die Größe des durch den Motor zu überwindenden Widerstandes. Da nämlich das aufwärts gehende Treibseil, an welchem die zu fördernde Last hängt, allmälig auf den Korb aufgewickelt §. 27.

wird, so wird der Widerstand allmälig kleiner. Hierzu kommt, daß das abwärtsgehende Seil, an welchem die leere Tonne hängt, sich in gleichem Maße abwickelt, daher die Zugkraft, womit die niedergehende Tonne die Bewegung der Förderwelle unterstützt, stetig größer wird. Bezeichnet man mit Q_1 den Widerstand, welchen die volle Tonne dem Heben entgegensetzt, und mit Q_2 die Zugkraft, mit welcher die hinabgehende leere Tonne die Bewegung unterstützt, so ist, unter S das Gewicht des Seiles von der Länge gleich der Fördertiefe s verstanden, der zu überwindende Widerstand im Anfange der Förderung durch $Q_1 + S - Q_2$ und zu Ende der Förderung durch $Q_1 - (S + Q_2)$ gegeben, während er im Momente der Begegnung beider Tonnen, wo die beiderseitigen Seile sich ausgleichen, durch $Q_1 - Q_2$ ausgedrückt ist. Der Widerstand variirt daher zwischen $Q_1 - Q_2 + S$ im untersten und $Q_1 - Q_2 - S$ im obersten Punkte, also um das doppelte Seilgewicht. Je größer daher die Länge s des Seiles und das Gewicht γ der Längeneinheit desselben ist, um so größer muß auch die Veränderung des Widerstandes werden, und dieselbe ist daher bei Anwendung von Hanfseilen, welche für gleiche Tragkraft etwa doppelt so schwer ausfallen als Drahtseile, entsprechend größer. Denkt man sich z. B., daß das Seilgewicht S dasjenige der eigentlichen Fördermasse $Q_1 - Q_2$ übertrifft, was bei tiefen Schächten wohl vorkommen kann, so wird vor Ende der Förderung der Widerstand $Q_1 - Q_2 - S$ negativ, und von diesem Augenblicke an würde man die Ueberlast des niedergehenden Fördergefäßes durch Bremswirkung aufheben müssen. Es ist klar, daß hiermit nicht nur eine beträchtliche Kraftvergeudung, sondern auch ein sehr unvollkommener Betrieb verbunden sein müßte, da die Betriebsmaschine jedenfalls so stark sein müßte, um den größten Widerstand zu Anfang der Förderung zu bewältigen, worauf die von ihr geforderte Arbeit stetig abnehmen und in dem vorausgesetzten Falle sogar negativ werden würde.

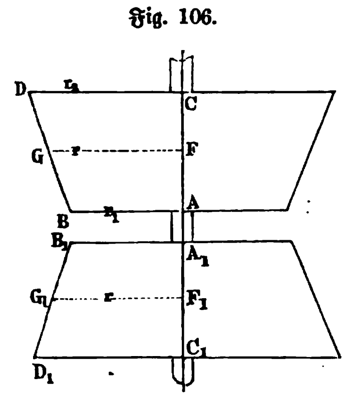
Diesen Uebelständen zu begegnen, hat man in sehr verschiedener Art eine Ausgleichung des Seilgewichtes hervorzubringen gesucht. Das nächstliegende Mittel hierzu sind Gegengewichte von solcher Anordnung, daß sie während des ersten Theiles der Förderung durch Niedersinken die Bewegung der Förderwelle unterstützen und während des zweiten Theiles dieselbe hemmen, indem sie dabei wieder auf die ursprüngliche Höhe gehoben werden. Zu dem Zwecke hat man die beiden Förderschalen unterhalb durch ein zweites Seil mit einander verbunden, welches im Schachttiefsten geführt ist, so daß man es gewissermaßen mit einem Seile ohne Ende zu thun hat, dessen beide Zweige sich stetig ausgleichen. Der Nachtheil dieser einfachen Vorrichtung ist nur der, daß durch das zusätzliche Gewicht des Ausgleichungsseiles die Zapfendrucke der Seilrollen und die davon abhängigen Reibungswiderstände nicht unwesentlich vergrößert werden.

Statt dessen hat man auch Ausgleichungswagen versucht, d. h. Gegengewichte, welche während der ersten Hälfte des Ausförderns einer Tonne auf einer krummlinigen Bahn niedersinken, um während der zweiten Hälfte wieder gehoben zu werden. Auch Laschenketten hat man vorgeschlagen, welche um eine besondere Trommel der Förderwelle gewickelt sind und nach Art der Gegengewichtsketten bei Brückenklappen (s. Thl. III, 1, §. 185) durch ihr Auf- und Abwickeln eine Ausgleichung bewirken. Aber auch diese Mittel haben sich wenig einbürgern können.

Ein anderes Mittel zur Ausgleichung des Seilgewichtes, welches schon verhältnißmäßig frühe in Anwendung gekommen ist, hat sich dagegen bis in die neueste Zeit erhalten; dasselbe besteht in der Anwendung von Seiltrommeln mit veränderlichem Halbmesser für die verschiedenen Seilumwindungen. Man bezeichnet diese Trommeln oder Körbe gewöhnlich mit dem Namen der Spiralkörbe oder auch conischen Seiltrommeln, da die einzelnen Windungen des Seiles Spiralen bilden, welche auf einer conischen oder conoidischen Trommel gelegen sind.

Um hierdurch eine Ausgleichung des Seilgewichtes zu bewirken, hat man die Anordnung so zu treffen, daß mit einer allmäligen Verkleinerung des Widerstandes W der Hebelarm desselben, d. h. der zugehörige Trommelhalbmesser, in solcher Weise sich vergrößert, daß das Product beider oder das Lastmoment überall von gleicher Größe ausfällt. In der tiefsten Tonnenlage muß daher das Seil an einem kleinen Halbmesser r_1 wirken, während bei ganz gehobener Tonne das Seil an einer Stelle der Trommel von größerem Halbmesser r_2 aufläuft. Denkt man sich daher für das eine Treibseil eine conische Trommel BD, Fig. 106, angebracht, deren

Fig. 106.



kleinster Halbmesser für die tiefste Tonnenlage $AB = r_1$ und deren größter für die höchste Stellung der Tonne $CD = r_2$ ist, so kommt es darauf an, das Verhältniß von r_1 und r_2 der ausgesprochenen Bedingung gemäß zu bestimmen. Zunächst ist klar, daß die beiden Seilkörbe BD und $B_1 D_1$ vollkommen übereinstimmend auszuführen sind, da für die Aufwindung des einen Seiles genau dieselben Verhältnisse gelten, wie für diejenige des anderen, daß also, da die eine Födertonne sich in der höchsten Lage befindet, wenn die andere den tiefsten Stand hat, das leere Seil sich vom größten Halbmesser abwindet, wenn das Seil der zu hebenden Schale im Anfange

der Förderung auf den kleinsten Halbmesser aufläuft und umgekehrt. Ebenso muß die Anzahl der Seilwindungen n auf der einen Trommel genau so groß sein, wie auf der anderen, und man erkennt leicht, daß nach Vollführung der halben Anzahl $\frac{n}{2}$ von Drehungen die beiden Seile die Trommeln in gleichen Abständen $FG = F_1 G_1 = r$ berühren, für welche Halbmesser man bei conischen Trommeln $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$ hat. In dieser letzteren Stellung müssen die beiden Fördertonnen sich begegnen, denn die aufsteigende Tonne ist um eine Größe l_1 gleich der Länge der Seilwindungen auf der dünneren Trommelhälfte BG gehoben, während die leere Tonne um eine Größe l_2 gesenkt ist, welche gleich der Länge der Seilwindungen auf der dickeren Trommelhälfte DG ist, diese beiden Längen l_1 und l_2 zusammen aber gleich der ganzen Förderlänge l sind. Es ist daraus klar, daß der Begegnungspunkt der Tonnen unterhalb der Mitte der Schachttiefe gelegen sein wird, da l_1 kleiner als l_2 ist, nur bei cylindrischen Körben werden sich die Tonnen in der Schachtmitte begegnen.

Um die Verhältnisse der conischen Seilkörbe zu bestimmen, sei, wie oben, Q_1 der Widerstand, mit welchem die aufgehende Tonne an dem Seile wirkt, und Q_2 die Zugkraft der niedergehenden Tonne. Ferner möge γ das Gewicht einer Längeneinheit des Seiles bei einem seigeren Schachte und bei einem unter dem Winkel α gegen den Horizont geneigten Schachte diejenige Gewichtscomponente sein, welche bei rechtwinkeliger Zerlegung in die Seilrichtung fällt, d. h. also $\gamma = q \sin \alpha$, wenn q das Eigengewicht des Seiles pro Längeneinheit bedeutet.

Das Moment der auf die Korbwelle von den Seilen ausgeübten Zugkräfte ist dann in der tiefsten Lage der zu hebenden Tonne durch

$$M_1 = (Q_1 + l\gamma)\, r_1 - Q_2 r_2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

und in der höchsten Stellung durch

$$M_2 = Q_1 r_2 - (Q_2 + l\gamma)\, r_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

gegeben.

Sollen diese beiden Widerstandsmomente gleich groß und gleich M sein, so erhält man durch Addition der Gleichungen (1) und (2):

$$2M = (Q_1 - Q_2)(r_1 + r_2)$$

oder

$$r_1 + r_2 = 2r = \frac{2M}{Q_1 - Q_2} \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

Für die erwähnte Begegnung der Tonnen, für welche die Seile beide den Hebelarm r haben, ist das Lastmoment M_0, da die Seilgewichte sich hier

aufheben, durch $M_0 = Q_1 r - Q_2 r = (Q_1 - Q_2) r$ gegeben, woraus man in Verbindung mit Gleichung (3) ersieht, daß das Lastmoment M_0 an der Begegnungsstelle ebenfalls gleich M ist, so daß man bei den vorausgesetzten conischen Trommeln Gleichheit des Widerstandsmomentes für drei Tonnenlagen hat, nämlich für die tiefste, die höchste und für die Begegnungslage.

Um r_1 und r_2 selbst zu bestimmen, wenn r angenommen wird, subtrahire man (2) von (1), wodurch man

$$(Q_1 + Q_2 + 2 l \gamma) r_1 - (Q_1 + Q_2) r_2 = 0$$

oder

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 + Q_2 + 2 l \gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

erhält. Hieraus in Verbindung mit

$$r_1 + r_2 = 2 r . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

folgt nun leicht durch

$$2 r = r_1 + r_1 \frac{Q_1 + Q_2 + 2 l \gamma}{Q_1 + Q_2} = r_1 \left(2 + \frac{2 l \gamma}{Q_1 + Q_2}\right)$$

$$r_1 = \frac{r}{1 + \frac{l \gamma}{Q_1 + Q_2}} = r \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 + Q_2 + l \gamma} = r \left(1 - \frac{l \gamma}{Q_1 + Q_2 + l \gamma}\right) \quad (6)$$

und

$$r_2 = 2 r - r_1 = r \left(1 + \frac{l \gamma}{Q_1 + Q_2 + l \gamma}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Der mittlere Halbmesser r des Korbes bestimmt sich aus der Förderlänge l und der Anzahl n der auf jedem Korbe anzubringenden Windungen durch $2 \pi r n = l$ zu

$$r = \frac{l}{2 \pi n}.$$

Die Lage des Begegnungspunktes der Tonnen im Schachte wird dadurch gefunden, daß die Entfernung dieses Punktes vom Schachttiefsten (in der Schachtneigung gemessen) zu

$$l_1 = \pi n \frac{r + r_1}{2} = \pi n \left[r - \frac{l \gamma}{2 (Q_1 + Q_2 + l \gamma)}\right],$$

und die Entfernung von der Hängebank (obere Fördersohle) zu

$$l_2 = \pi n \frac{r + r_2}{2} = \pi n \left[r + \frac{l \gamma}{2 (Q_1 + Q_2 + l \gamma)}\right]$$

sich bestimmt. Die Länge eines einzelnen Förderkorbes ist durch $n b$ gegeben, wenn b die von der Seilstärke δ abhängige axiale Entfernung zweier

benachbarten Seilrinnen von Mitte zu Mitte bedeutet, wofür etwa $b = 1{,}5\,\delta$ gewählt werden kann. Die hier berechnete Gleichheit des Lastmomentes in den drei gedachten Stellungen findet bei den ermittelten Korbdimensionen natürlich nur bei der der Rechnung zu Grunde gelegten Förderlänge l statt.

Die hier gefundenen Formeln behalten auch ihre Gültigkeit für die Anwendung flacher Bandseile, welche man in spiralförmigen Windungen über einander auf Spulenscheiben oder Bobinen wickelt (s. Fig. 103). Nur ist hier der mittlere Halbmesser nicht mehr willkürlich anzunehmen, insofern hier der Unterschied in den Halbmessern zweier auf einander folgenden Seilgänge gleich der Seildicke δ sein muß. Man erhält also bei n Umwindungen auf jeder Bobine zu den beiden Gleichungen (4) und (5) noch diejenige

$$r_2 - r_1 = n\delta = \frac{l}{2\pi r}\delta.$$

Für r_2 und r_1 die Werthe aus (7) und (6) eingeführt, giebt dies

$$r_2 - r_1 = r\frac{2l\gamma}{Q_1 + Q_2 + l\gamma} = \frac{l}{2\pi r}\delta,$$

woraus

$$r = \sqrt{\frac{Q_1 + Q_2 + l\gamma}{4\pi\gamma}\delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

folgt.

In der Praxis begnügt man sich in der Regel mit der nach dem Vorstehenden durch conische Trommeln erreichbaren Ausgleichung des Seilgewichtes in drei Tonnenstellungen, indem man den Körben die Form abgestumpfter Kegel giebt. In den übrigen Stellungen der Fördergefäße ist dann das Lastmoment von veränderlicher Größe. Will man der Bedingung genügen, das Lastmoment für jeden Augenblick von derselben Größe zu machen, so müssen die Halbmesser der einzelnen Windungen nach einem anderen Gesetze sich verändern, als dasjenige ist, welches der kegelförmigen Korbgestalt zu Grunde liegt. Nimmt man auch hier an, daß die in der Axenrichtung gemessene Entfernung zweier benachbarten Seilwindungen überall dieselbe Größe haben soll, so findet man die Grundform der Seilkörbe wie folgt.

Fig. 107.

Denkt man sich die Korbwelle CC_1, Fig. 107, vom Beginn einer Förderung an um den beliebigen Winkel w gedreht, so hat sich das Seil, an welchem die gefüllte Tonne hängt, in der Richtung der Axe um eine gewisse Länge AH verschoben, und möge der Halbmesser HJ für diese Lage durch x bezeichnet sein, während die Länge des auf den Theil BJ aufgewickelten Seilstückes mit u bezeichnet werde. Das Seil der leeren Tonne hat sich dabei um ein gewisses Stück v abgewickelt, und es muß dieses Seil sich um ein Stück C_1H_1 in der Axenrichtung verschoben haben,

so daß man $C_1 H_1 = AH$ hat, wenn der axiale Abstand zweier benachbarten Seilwindungen überall derselbe ist. Die beiden Seile werden daher, da auch hier die beiden Trommeln vollkommen übereinstimmen müssen, in jedem Augenblicke gleich weit von den mittleren Ebenen FG und $F_1 G_1$ abstehen müssen. Bezeichnet man den Halbmesser $H_1 J_1$ für das niedergehende Seil mit y, so hat man das Lastmoment in der betrachteten Stellung zu

$$[Q_1 + (l - u)\gamma]\, x - (Q_2 + v\gamma)\, y \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (9)$$

und für die entgegengesetzte Tonnenlage, wenn an J die leere und an J_1 die volle Tonne hängt, zu

$$(Q_1 + v\gamma)\, y - [Q_2 + (l - u)\gamma]\, x \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (10)$$

Jeder dieser Werthe soll gleich

$$M = (Q_1 - Q_2)\, r$$

sein, folglich erhält man wieder durch Addition:

$$(Q_1 - Q_2)(x + y) = 2M = 2(Q_1 - Q_2)\, r,$$

woraus

$$x + y = 2r$$

folgt, d. h. die gleichzeitigen Halbmesser der beiden Seile werden auch hier wie bei den conischen Trommeln von dem mittleren Halbmesser r um gleich viel abweichen. Um die bei der Drehung um w zur Auf- und Abwickelung gelangten Seilstücke u und v zu bestimmen, hat man für eine unendlich kleine Drehung ∂w offenbar

$$\partial u = x\, \partial w; \text{ oder } x = \frac{\partial u}{\partial w}$$

und

$$\partial v = y\, \partial w; \text{ oder } y = \frac{\partial v}{\partial w},$$

daher

$$\partial u + \partial v = (x + y)\, \partial w = 2r . \partial w.$$

Durch Integration folgt hieraus:

$$u + v = 2rw, \text{ oder } v = 2rw - u \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (11)$$

Die Integrationsconstante ist hier Null, da für $w = 0$ auch $u = v = 0$ ist. Durch Einführung der Werthe $\frac{\partial u}{\partial w}$ für x und $\frac{\partial v}{\partial w}$ für y in Gleichung (9) hat man nun für das Lastmoment $M = (Q_1 - Q_2)\, r$ den Ausdruck

$$(Q_1 - Q_2)\, r = Q_1 \frac{\partial u}{\partial w} + (l - u)\gamma \frac{\partial u}{\partial w} - Q_2 \frac{\partial v}{\partial w} - v\gamma \frac{\partial v}{\partial w},$$

also durch Integration:

$$(Q_1 - Q_2)\, r w = (Q_1 + l\gamma)\, u - \gamma \frac{u^2}{2} - Q_2 v - \gamma \frac{v^2}{2}.$$

Hierin für v seinen Werth $(2rw - u)$ eingeführt, erhält man

$$(Q_1 - Q_2)\, r w = (Q_1 + l\gamma)\, u - \gamma \frac{u^2}{2} - Q_2 (2rw - u) - \gamma \frac{(2rw - u)^2}{2},$$

welche Gleichung nach u geordnet

$$u^2 - u\left(\frac{Q_1 + Q_2}{\gamma} + l + 2rw\right) = -\frac{(Q_1 + Q_2)\, r}{\gamma}\, w - 2r^2 w^2$$

giebt. Setzt man hierin der Kürze halber

$$\frac{Q_1 + Q_2}{\gamma} + l = A, \text{ und } \frac{(Q_1 + Q_2) r}{\gamma} = B,$$

so erhält man durch Auflösung der quadratischen Gleichung

$$u = \frac{A}{2} + r w \pm \sqrt{\left(\frac{A}{2} + r w\right)^2 - B w - 2 r^2 w^2},$$

und endlich hieraus durch Differentiation:

$$x = \frac{\partial u}{\partial w} = r \pm {}^1\!/_2 \frac{A r - B - 2 r^2 w}{\sqrt{\frac{A^2}{4} + A r w - B w - r^2 w^2}}$$

$$= r\left(1 \pm \frac{l - 2 r w}{2\sqrt{\frac{A^2}{4} + l r w - r^2 w^2}}\right) = r\left(1 \pm \frac{l - 2 r w}{\sqrt{A^2 + 4 (l - r w) r w}}\right) \quad (12)$$

Die beiden Vorzeichen geben stets die zwei zusammengehörigen Werthe von x und y, von denen jeder sich von dem mittleren Werthe r um die Größe

$$\frac{l - 2 r w}{\sqrt{A^2 + 4 (l - r w) + r w}}$$

unterscheidet. Für $w = \frac{l}{2 r}$ erhält man $x = y = r$ und für $w = 0$ ergeben sich die beiden äußersten Halbmesser r_2 und r_1 zu

$$r\left(1 \pm \frac{l}{A}\right) = r\left(1 \pm \frac{l \gamma}{Q_1 + Q_2 + l \gamma}\right),$$

wie bei der conischen Trommel.

Beispiel. Wäre für einen Spiralkorb der mittlere Halbmesser $r = 2$ m, die Tonnenlast 500 kg, das Gewicht der leeren Tonne 200 kg, das Seilgewicht pro laufenden Meter $\gamma = 0{,}5$ kg und die Fördertiefe 400 m, so wäre, von den Widerständen der Tonnenführung abgesehen, $Q_1 = 700$ kg, $Q_2 = 200$ kg, $l \gamma = 200$ kg, daher der kleinste Halbmesser

$$r_1 = 2\left(1 - \frac{200}{700 + 200 + 200}\right) = \frac{2.9}{11} = 1{,}636 \text{ m},$$

und der größte Halbmesser

$$r_2 = 2\left(1 + \frac{2}{11}\right) = 2{,}363 \text{ m}.$$

Die Anzahl der Windungen folgt zu $\frac{400}{2\pi . 2} = 31{,}8$ und daher die Axenlänge jedes Korbes, wenn man die Entfernung der Seilwindungen etwa gleich 40 mm voraussetzt, zu $0{,}040 . 31{,}8 = 1{,}272$ m. Soll der Korb conoidisch gemacht werden, um für alle Stellungen einem constanten Lastmomente unterworfen zu sein, so hätte man für hinreichend viele Drehungswinkel w, etwa in Zwischenräumen von je einer Umwindung 2π die Halbmesser x und y zu berechnen. Beispielsweise erhält man diese Halbmesser für eine Drehung um 8 Umwindungen, also für $w = 16\pi = 50{,}26$ zu

$$r\left(1 \pm \frac{400 - 2 . 2 . 50{,}26}{\sqrt{\left(\frac{700 + 200}{0{,}5}\right)^2 + 4 (400 - 2 . 50{,}26) 2 . 50{,}26}}\right) = 2 (1 \pm 0{,}110),$$

daher $x = 1{,}780$ und $y = 2{,}220$. Für einen conischen Korb hätte man die derselben Umdrehung von 8 Umwindungen entsprechenden Halbmesser bezw. gleich

$$x' = r_1 + \frac{8}{31{,}8}(r_2 - r_1) = 1{,}636 + \frac{8}{31{,}8} 0{,}727 = 1{,}820 \text{ m}$$

und

$$y' = r_2 - \frac{8}{31{,}8}(r_2 - r_1) = 2{,}363 - \frac{8}{31{,}8} 0{,}727 = 2{,}180 \text{ m}.$$

Die Abweichung der Halbmesser beider Ausführungen beträgt daher an den gedachten Stellen

$$x - x' = 1{,}780 - 1{,}820 = -0{,}040 \text{ m}$$

und

$$y - y' = 2{,}220 - 2{,}180 = +0{,}040 \text{ m}.$$

Berechnet man in dieser Weise eine größere Anzahl von Halbmessern und trägt sie in Fig. 107 als Ordinaten auf, so erhält man als Profil die geschwungene Linie $BJGKD$, welche im mittleren Punkte G einem Krümmungswechsel unterworfen ist. Selbstredend gilt diese Profillinie nur unter der Voraussetzung einer überall gleichen Entfernung der Seilrinnen von einander in der Axenrichtung. Wollte man diese Bedingung fallen lassen, so könnte man auch auf einem gewöhnlichen geraden Kreiskegel, Fig. 106, die Seilrinnen so angeben, daß eine vollkommene Seilausgleichung stattfindet. Diese Anordnung würde mit dem Uebelstande einer ungleichmäßigen seitlichen Verschiebung der Seile verbunden sein, und die Seilführung erschweren.

Wenn anstatt des Rundseiles ein Bandseil von $\delta = 15$ mm Stärke verwendet werden soll, so ergiebt sich der mittlere Halbmesser r der Seilwindungen zu

$$r = \sqrt{\frac{Q_1 + Q_2 + l\gamma}{4\pi\gamma}\delta} = \sqrt{\frac{1100}{12{,}56 . 0{,}5} 0{,}015} = 1{,}620 \text{ m},$$

und der Halbmesser der nackten Bobine zu

$$r_1 = r\left(1 - \frac{200}{700 + 200 + 200}\right) = \frac{9}{11} 1{,}620 = 1{,}326 \text{ m},$$

dagegen der Halbmesser der äußersten Windung

$$r_2 = \frac{13}{11} r = 1{,}915 \text{ m}.$$

Die Anzahl der Windungen ist in diesem Falle

$$n = \frac{400}{2 . 3{,}14 . 1{,}620} = 39{,}32,$$

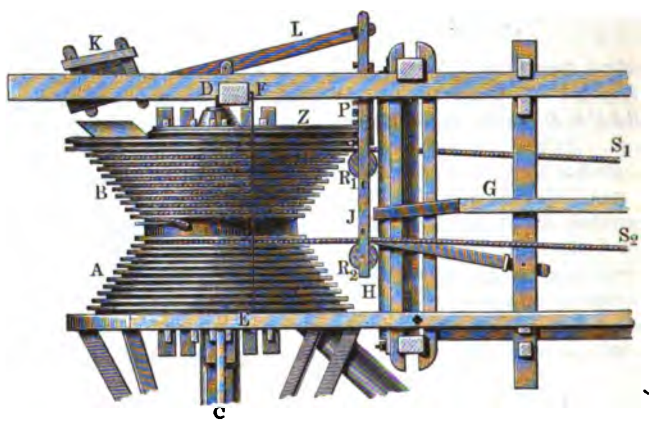
und man hat natürlich

$$39{,}32 . 0{,}015 = 0{,}589 = 1{,}915 - 1{,}326 \text{ m}.$$

Die Einrichtung eines conischen Spiralkorbes nach v. Gerstner ist aus Fig. 108 (a. f. S.) zu ersehen. Hier stellt A das untere, B das obere Seilfach eines Pferdegöpels vor, dessen stehende Welle durch CD angedeutet ist. Die beiden nahezu horizontal nach den Seilrollen über dem Schachte abgehenden Seile S_1 und S_2 werden durch eine selbstthätig wirkende Seilleitung geführt, welche aus den beiden Leitrollen R_1 und R_2 besteht, die in

einem Rahmen J an dem Hebel L aufgehängt sind. Dieser durch das Gegengewicht K balancirte Rahmen erhält vermittelst der Pflöcke P, welche den Zähnen einer Zahnstange vergleichbar sind, eine auf- und absteigende Bewegung durch einen auf dem oberen Korbe angebrachten Schraubengang Z. Da die Steigung dieser Schraube und die Entfernung zweier Pflöcke gleich dem axialen Abstande b der Seilwindungen ist, so ergiebt sich, wie bei jeder Korbdrehung der Rahmen mit den beiden Leitrollen entsprechend auf- oder niedergeführt wird, wie es die regelrechte Zuführung der

Fig. 108.



Seile zu ihren Rinnen erfordert. Eine derartige gemeinsame Führung beider Seile durch ein und dasselbe Organ setzt natürlich einen gleichbleibenden Abstand der Seile voraus, d. h. die beiden Körbe müssen entweder mit den kleinen oder mit den großen Endflächen einander zugekehrt sein. Die Einrichtung der in F aufgehängten Bremsbacken E, welche mittelst der Stange G und der Wendebocke H durch eiserne Bolzen gegen den unteren Korbkranz gedrückt werden können, ist aus der Figur ersichtlich.

§. 28. **Wirkungsgrad der Fördervorrichtungen.** Um die Kraftverhältnisse der Fördermaschinen zu prüfen, sei Q die reine Förderlast, G das Gewicht einer Tonne oder eines Gestelles mit Einschluß der auf ihm stehenden leeren Fördergefäße und S das Gewicht eines Förderseiles von der Länge l. Ferner sei α der Neigungswinkel des Schachtes gegen den Horizont, und es haben die Tonnenwalzen einen Radius r_1 und ihre Zapfen einen Halbmesser $\mathfrak{r}_1$, während r_2 und $\mathfrak{r}_2$ dieselben Größen für die unterstützenden Seilwalzen bedeuten. Alsdann hat man, die Begegnungsstellung der Körbe vorausgesetzt, welche bei cylindrischen Körben in der Schachtmitte gelegen ist, die Spannung der herabhängenden Seile

$$Z_1 = (Q + G)\left(\sin\alpha + \varphi\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\cos\alpha\right) + \frac{S}{2}\left(\sin\alpha + \varphi\frac{\mathfrak{r}_2}{r_2}\cos\alpha\right)$$

für das Treibseil und

$$Z'_1 = G\left(\sin\alpha - \varphi\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\cos\alpha\right) + \frac{S}{2}\left(\sin\alpha - \varphi\frac{\mathfrak{r}_2}{r_2}\cos\alpha\right)$$

für das niedergehende Seil der leeren Tonne. Das Eigengewicht der Seilwalzen, welches deren Zapfenreibung nur unbedeutend vergrößert, ist hierbei vernachlässigt.

Bezeichnen nun s_1 und s'_1 die Widerstände der Seilsteifigkeit an den Seilrollen, deren Halbmesser r_3, deren Zapfenhalbmesser $\mathfrak{r}_3$ sein möge, und nennt man R_3 und R'_3 die Drucke, mit welchen diese Zapfen durch das Gewicht G_3 der Rolle und die bezüglichen Seilspannungen in ihre Lager gedrückt werden, so findet man die Spannungen in den Seilen zwischen den Rollen und dem Korbe zu

$$Z = Z_1 + s_1 + \varphi R_3 \frac{\mathfrak{r}_3}{r_3}$$

für das Treibseil und

$$Z' = Z'_1 - s'_1 - \varphi R'_3 \frac{\mathfrak{r}_3}{r_3}$$

für das niedergehende Seil.

Wenn nun ebenso R den Zapfendruck der Korbwelle bezeichnet, welcher aus dem Gewichte derselben und den Seilspannungen Z und Z' hervorgeht, so hat man, unter s und s' wieder die Steifigkeitswiderstände der Seile an dem Korbe, unter r den Radius des letzteren und unter $\mathfrak{r}$ den Zapfenhalbmesser der Korbwelle verstanden, am Umfange des Korbes ein Kraftmoment anzubringen, dessen Größe sich bestimmt durch

$$M = Pr = (Z + s)\,r - (Z' - s')\,r + \varphi R \mathfrak{r},$$

woraus die Umfangskraft folgt

$$P = Z - Z' + s + s' + \varphi R\frac{\mathfrak{r}}{r}.$$

Da ohne Nebenhindernisse die zum Aufziehen der Nutzlast Q erforderliche Kraft am Umfange der Trommel $P_0 = Q\sin\alpha$ wäre, so hat man für die gedachte Fördervorrichtung mit Ausschluß der betreibenden Kraftmaschine den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q\sin\alpha}{Z - Z' + s + s' + \varphi R_3\frac{\mathfrak{r}}{r}}.$$

Die Nebenhindernisse, welche bei etwaiger Anwendung eines Vorgeleges noch als Zahn- und Zapfenreibung hinzutreten, sind nach §. 3 zu beurtheilen, d. h. man hat den obigen Werth η noch mit dem Wirkungsgrade

dieses Vorgeleges zu multipliciren, um den Nutzeffect der ganzen Fördermaschine einschließlich des Vorgeleges zu finden. Wegen der Bestimmung derjenigen Nebenhindernisse, welche mit der Wirkung des Motors verbunden sind, muß auf die speciellen Berechnungen der Kraftmaschinen in Thl. II verwiesen werden.

Die Werthe s für die Seilsteifigkeitswiderstände hat man nach den in Thl. I, §. 204 angegebenen Formeln zu ermitteln, wonach für Drahtseile und die Seilspannung Z

$$s = 0{,}57 + 0{,}000694 \frac{Z}{r}$$

zu setzen ist.

Bei der Bestimmung des Zapfendruckes R für die Seilrollen und die Korbwelle darf das Eigengewicht dieser Theile nicht vernachlässigt werden, vielmehr muß der Zapfendruck als die Resultirende aus diesem Eigengewichte und den betreffenden Seilspannungen ermittelt werden. Man kann zu dem Ende nach dem Poncelet'schen Theorem, s. Thl. I, §. 191, alle Kräfte in ihre verticalen und horizontalen Componenten zerlegen, deren Summen V und H sein mögen, und findet dann für die Bestimmung der Zapfenreibung nahe genug

$$R = \sqrt{V^2 + H^2} = V \sqrt{1 + \left(\frac{H}{V}\right)^2} = 0{,}96\, V + 0{,}4\, H.$$

Beispiel. Es soll der Wirkungsgrad einer Förderverrichtung für einen Schacht von 70° Fallen und 500 m seigerer Tiefe bestimmt werden, wenn die reine Förderlast 800 kg und das Gewicht des Fördergestelles $G = 300$ kg ist.

Die Länge eines Förderseiles bestimmt sich zu $\frac{500}{\sin 70^0} = 532$ m, und dessen Gewicht, wenn der Meter des 18 mm starken Drahtseiles 1 kg wiegt, zu $S = 532$ kg. Nimmt man das Verhältniß $\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1} = \frac{\mathfrak{r}_2}{r_2} = \frac{12\text{ mm}}{60\text{ mm}} = 0{,}2$ sowohl für die Tonnenwalzen wie für die Seilwalzen an, so erhält man die Spannungen der von den Seilrollen herabhängenden Seile zu

$$Z_1 = (800 + 300)\,(0{,}940 + 0{,}1 \,.\, 0{,}2 \,.\, 0{,}342) + 266\,(0{,}940 + 0{,}1 \,.\, 0{,}2 \,.\, 0{,}342)$$
$$= 1041{,}5 + 251{,}8 = 1293{,}3 \text{ kg}$$

und

$$Z'_1 = 300\,(0{,}940 - 0{,}02 \,.\, 0{,}342) + 266\,(0{,}940 - 0{,}02 \,.\, 0{,}342) = 280{,}0 + 248{,}2$$
$$= 528{,}2 \text{ kg}.$$

Für den Steifigkeitsverlust an den Seilrollen hat man daher bei einem Halbmesser derselben von $r_3 = 1$ m

$$s_1 = 0{,}57 + 0{,}000694 \,.\, 1293{,}3 = 1{,}5 \text{ kg}$$

und

$$s'_1 = 0{,}57 + 0{,}000694 \,.\, 528{,}2 = 0{,}95 \text{ kg}.$$

Ist das Gewicht einer Seilscheibe gleich 600 kg, und bilden die hinteren Seil-

enden mit dem Horizonte etwa den Winkel $\beta = 15^0$, so hat man für die Scheibe des treibenden Seiles

$$V = 600 + 1293 (sin\, 15^0 + sin\, 70^0) = 2150 \text{ kg}$$

und

$$H = 1293 (cos\, 15^0 - cos\, 70^0) = 807 \text{ kg},$$

daher den Zapfendruck

$$R_3 = 0{,}96 \,.\, 2150 + 0{,}4 \,.\, 807 = 2387 \text{ kg}.$$

Ebenso ist für die Scheibe des herabgehenden Seiles:

$$V' = 600 + 528 (sin\, 15^0 + sin\, 70^0) = 1233 \text{ kg}$$

und

$$H' = 528 (cos\, 15^0 - cos\, 70^0) = 330 \text{ kg},$$

daher der Zapfendruck

$$R'_3 = 0{,}96 \,.\, 1233 + 0{,}4 \,.\, 330 = 1316 \text{ kg}.$$

Für einen Zapfenhalbmesser der Seilscheiben $r_3 = 40$ mm hat man daher die Seilspannungen an der Trommel

$$Z = 1293 + 1{,}5 + 0{,}1 \,.\, 2387 \frac{40}{1000} = 1304 \text{ kg}$$

und

$$Z' = 528 + 0{,}95 + 0{,}1 \,.\, 1316 \frac{40}{1006} = 534 \text{ kg}.$$

Hieraus folgen die Steifigkeitswiderstände an der Trommel, deren Halbmesser $r = 2$ m sein möge, zu

$$s = 0{,}57 + 0{,}000694 \frac{1304}{2} = 1{,}0 \text{ kg}$$

und

$$s' = 0{,}57 + 0{,}000694 \frac{534}{2} = 0{,}8 \text{ kg}.$$

Endlich bestimmt sich der Zapfendruck R der Trommelwelle, wenn deren Gewicht 5000 kg beträgt, durch

$$V = 5000 - (1304 + 534)\, sin\, 15^0 = 4225 \text{ kg}$$

und

$$H = (1304 + 534)\, cos\, 15^0 = 1772 \text{ kg}$$

zu

$$R = 0{,}96 \,.\, 4225 + 0{,}4 \,.\, 1772 = 4765 \text{ kg}.$$

Wenn daher der Zapfenhalbmesser der Trommelwelle zu 0,10 m angenommen wird, so findet man die am Umfange der Trommel anzubringende Betriebskraft

$$P = 1304 - 534 + 1{,}0 + 0{,}8 + 0{,}1 \,.\, 4765 \frac{0{,}1}{2} = 794{,}6 \text{ kg}.$$

Soll die Förderung mit einer Geschwindigkeit des Seiles gleich 3 m geschehen, so ist der reine Effect, welcher von dem Motor auf die Fördertrommel ausgeübt werden muß, zu

$$\frac{794{,}6 \,.\, 3}{75} = 31{,}8 \text{ Pferdekraft}$$

gefunden. Der Wirkungsgrad der bloßen Fördervorrichtung mit Ausschluß der Kraftmaschine bestimmt sich zu

$$\eta = \frac{800 \,.\, sin\, 70^0}{794{,}6} = 0{,}946,$$

welcher hohe Werth aus dem geringen Steifigkeitswiderstande der Drahtseile bei den großen Rollen- und Korbhalbmessern zu erklären ist.

§. 29. **Fangvorrichtungen.** Um das Hinabstürzen der Förderschale in den Schacht und Zerstörtwerden derselben im Falle eines Seilbruches zu verhindern, hat man sich seit länger als 30 Jahren vielfach bemüht, sogenannte Fangvorrichtungen und Fallbremsen zu construiren, welche bei eintretendem Seilbruche als Sicherheitsvorrichtungen in Wirksamkeit kommen, und die niederfallende Förderschale hemmen. Das Bedürfniß nach derartigen Vorrichtungen hat sich um so fühlbarer gemacht, je mehr man die Fördergeschwindigkeiten vergrößerte, und die Erzielung einer genügenden Sicherheit ist besonders für tiefe Schächte eine Frage von der größten Wichtigkeit, wo es darauf ankommt, eine zahlreiche Belegschaft in möglichst kurzer Zeit in den Schacht und aus demselben heraus zu fördern. Da man nicht überall die diesem Zwecke besonders dienenden Fahrkünste (s. d. folg. Paragraphen) besitzt, so bedient man sich hierzu vielfach der Fördermaschinen zum Ein- und Ausfahren der Arbeiter (Seilfahren), deren Leben und Sicherheit daher wesentlich von der exacten Wirkung der gedachten Fangapparate abhängt, indem man trotz täglicher Revision und sorgsamster Pflege der Seile gegen Brüche derselben niemals absolut gesichert ist.

Diese Sicherheitsapparate kann man unterscheiden in die eigentlichen Fangapparate, welche als Gesperre aufzufassen sind, indem sie beim Seilbruche durch plötzliche Einklinkung ein momentanes Anhalten der Schale bewirken sollen, und in Fallbremsen, welche durch Erzeugung eines hinreichenden Reibungswiderstandes nicht nur die der Schale innewohnende lebendige Kraft vernichten, sondern auch der Beschleunigung der Schwere entgegenwirken und somit die sinkende Last ebenfalls zum Stillstande bringen. Diese letzteren Vorrichtungen können daher, wie alle Bremsen, niemals ein momentanes Anhalten hervorbringen, sondern sie müssen, um überhaupt mechanische Arbeit zu verrichten, auf einem gewissen Wege wirksam sein. Es ist aber hierin die besondere Sicherheit der Fallbremsen gegenüber den gesperrartig wirkenden Fangvorrichtungen zu erkennen, welche letzteren, wenn sie wirklich in der erwarteten Weise prompt functioniren, meist so beträchtlichen Stoßwirkungen durch das plötzliche Anhalten der bewegten Massen ausgesetzt sind, daß die sperrenden Theile zerbrechen. Es ist hierbei ein wesentlicher Unterschied, ob der Seilbruch bei der Auf- oder Abwärtsbewegung des Gestelles erfolgt. Im ersteren Falle, wo die bewegte Masse mit einer gewissen Geschwindigkeit v sich aufwärts bewegt, wird dieselbe nach dem Seilbruche wie ein geworfener Körper noch auf eine bestimmte Höhe weiter emporsteigen, welche, von Nebenhindernissen abgesehen, durch $\frac{v^2}{2g}$, also etwa bei 6 m Förder-

geschwindigkeit durch 1,83 m gegeben ist. Nach Zurücklegung dieses Weges kommt die Masse momentan zur Ruhe, und wenn der betreffende Klinkenapparat jetzt eingerückt ist, so hat derselbe nur dem Gewichte G des Gestelles zu widerstehen, für welche Belastung man ihn immer hinreichend stark machen kann. Reißt dagegen das Seil der abwärtsgehenden Förderschale, so würde, selbst im günstigsten Falle, d. h. wenn der betreffende Sperrapparat mit dem Eintritte des Seilbruches unmittelbar eingerückt wäre, ein Stoß durch die in der Masse der Schale enthaltene lebendige Kraft $G \frac{v^2}{2g}$ entstehen. Da aber die erwähnten Einrichtungen, welcher Art sie auch sein mögen, niemals momentan zur Wirkung kommen, hierzu vielmehr immer eine gewisse Zeit t_1 erforderlich ist, so wird während dieser Zeit die Schale noch um $h_1 = \frac{1}{2} g t_1^2$ fallen, so daß der nunmehr durch die Sperrvorrichtung aufzunehmende Stoßeffect durch $G \left(\frac{v^2}{2g} + h_1\right)$ ausgedrückt sein wird. Man ersieht hieraus, wie sehr die Gefahr eines Zerbrechens der Fangvorrichtung durch träge Bewegung der zur Wirkung kommenden Sperrvorrichtung und durch todten Gang derselben gesteigert wird, denn würde jene Zeit t_1 auch nur eine Secunde währen, so hätte man

$$h_1 = \frac{1}{2} g = 4,905 \text{ m}$$

zu setzen.

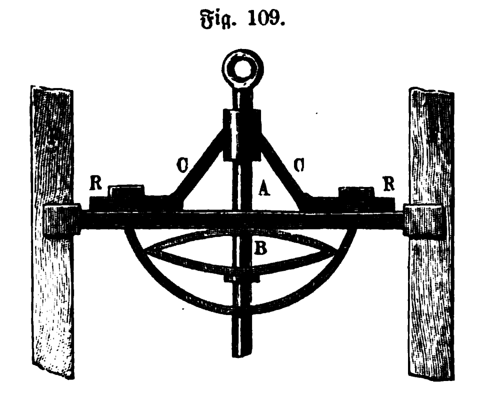
Hierzu kommt, daß die Wirksamkeit der meisten bekannt gewordenen Apparate dieser Art eine sehr unzuverlässige ist, indem man dabei hauptsächlich auf die Wirkung von Stahl- oder Gummifedern angewiesen ist, um das betreffende Gesperre in Wirksamkeit zu bringen, welche Federn leicht lahm werden, so daß der ganze Apparat, der für gewöhnlich außer Thätigkeit ist, im fraglichen Augenblicke ganz versagt oder zu spät wirkt. Es muß bemerkt werden, daß man Gewichte zur Bewegung des Sperrwerkes nicht anwenden kann, da dieselben, an der Fallbewegung des Gestelles Theil nehmend, während derselben einen Druck auf das Getriebe nicht ausüben könnten, insofern die Schwere lediglich auf Beschleunigung dieser Gewichte selbst verwendet wird, oder, wie man sich zuweilen ausdrückt, weil fallende Massen während des Fallens ihr Gewicht einbüßen. Anstatt der Federn hat man bei einzelnen Vorrichtungen mit Vortheil auch die Elasticität zusammengepreßter Luft zur Einrückung des Sperrapparates angewandt.

Bei den bremsend wirkenden Apparaten ist jene Stoßwirkung nicht in dem Maße zu befürchten, wenigstens dann nicht, wenn man die Reibung nur in solchem Betrage hervorruft, daß durch die hierdurch hervorgerufene Verzögerung der Massen eine Gefährdung der einzelnen Theile nicht eintreten kann. In Wirklichkeit sind auch alle besseren der oben als Sperrungen bezeichneten Fangvorrichtungen darauf berechnet, daß die Sperrung

nicht momentan eintritt, indem man meistens eiserne mit scharfen Schneiden oder Zähnen versehene Organe in die hölzernen Leitstangen einpressen läßt, wobei ein gewisses anfängliches Gleiten der Zähne an den Führungen nicht ausgeschlossen ist, dessen Auftreten man in der Regel auch an den in den hölzernen Leitstangen zurückgelassenen Spuren erkennen kann. Fangvorrichtungen, bei welchen eine eiserne Sperrklinke in eine eiserne Sperrstange eingreifen würde, dürften wohl höchstens für sehr kleine Geschwindigkeiten und geringe Neigungen anwendbar sein, wie bei dem Gichtaufzuge, Fig. 63, eine solche erwähnt wurde. Von den vielen Fangapparaten*), welche man vorgeschlagen und zur Ausführung gebracht hat, mögen im Folgenden einige der hauptsächlichsten angeführt werden.

Bei der Einrichtung von Büttgenbach, Fig. 109, greift das Seil das Fördergestell an dem Bolzen A an, wobei die doppelte Blattfeder B durch das Gewicht des Gestelles gespannt erhalten wird. Beim Bruche des Seiles soll durch die Wirkung der Feder mittelst der Schienen C ein seitliches Herausschieben der Riegel R bewirkt werden, welche letzteren in Einschnitte der Führungshölzer F eintreten sollen. Diese Einrichtung dürfte wohl nur für sehr geringe Fördergeschwindigkeiten Erfolg versprechen.

Fig. 109.



Eine größere Verbreitung hat die Anordnung von Fontaine gefunden, bei welcher anstatt der Riegel, welche in Einschnitte treten sollen, zwei Hebel zur Wirkung kommen, welche beim Seilbruche durch Federn um ihre Drehpunkte gedreht, mit ihren scharfen klauenartigen Enden in die hölzernen Leitbäume eingedrückt werden und dadurch das Abfangen bewirken. Eine von Borgsmüller ausgeführte Anordnung dieser Fangvorrichtung ist in Fig. 110 dargestellt. Die beiden an den Enden meißelförmig gebildeten Fangarme A, welche ihre Drehpunkte in B am Fördergestelle finden, werden für gewöhnlich durch den Zug der Anschlußketten K, die das Gestell mit dem Seile S verbinden, von den Leitstangen L entfernt gehalten, indem gleichzeitig die Federn F gespannt werden. Durch die letzteren wird beim

*) Zeitsch. deutsch. Ing. 1868, S. 353; v. Hauer, Die Fördermaschinen; Serlo, Bergbaukunde.

Reißen des Seiles eine Drehung der Fangarme A um B bewirkt, in Folge dessen die Klauen H sich in die Leitbäume L einstemmen. Sobald die Klauen einmal gefaßt haben, wird durch das Eigengewicht des Gestelles, welches nun auf die Zapfen B wirkt, ein festes Eintreiben der Klauen H in

Fig. 111.

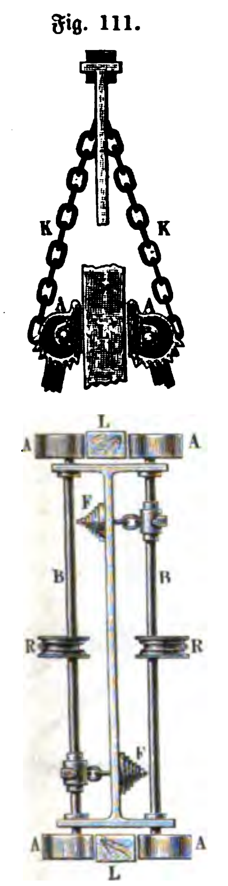
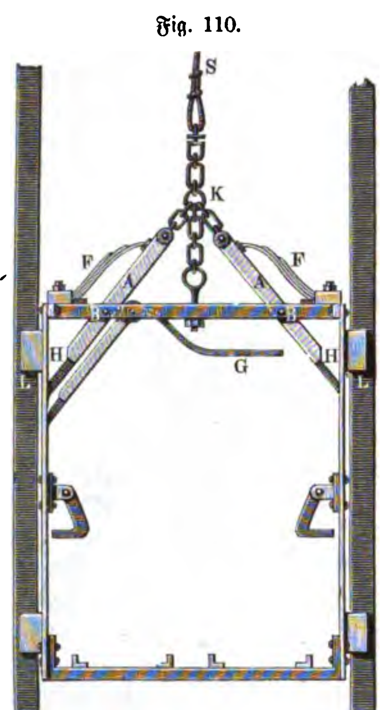


Fig. 110.



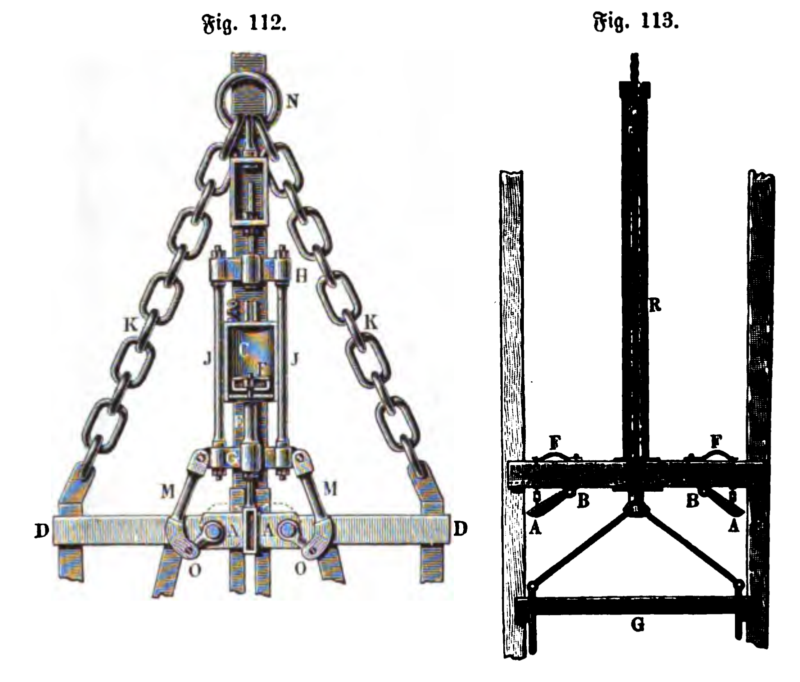
die Führungen veranlaßt. Der Hebel G soll dazu dienen, den Apparat für den Fall der Beförderung von Personen mit der Hand einrücken zu können. Mancherlei Abänderungen dieser Vorrichtung sind zur Ausführung gekommen, namentlich hat man die Fangarme an den Enden gabelförmig gebildet, so daß sie die Leitbäume nicht auf den inneren Flächen, sondern seitlich angreifen; auch hat man anstatt der Stahlfedern Gummibänder verwendet, welche sich indessen meistens wenig zuverlässig gezeigt haben.

Die größte Verbreitung hat die Vorrichtung nach dem System von White und Grant, Fig. 111, gefunden, bei welcher zwei mit scharfen Zähnen versehene excentrische Scheiben A an jedem der beiden Leitbäume L das Fangen bewirken. Diese excentrischen Scheiben sind auf den Enden

zweier Wellen B befestigt, welche in der Mitte die Rollen R tragen, an denen die Quenselketten K befestigt sind. Durch den Zug dieser Ketten wird für gewöhnlich eine solche Drehung der Wellen B unter Anspannung der Federn F bewirkt, daß die Excenter A die Leitbäume frei lassen, während beim Seilbruche die Federn F durch Drehung der Wellen B die Excenter A zum Angriffe bringen.

Diese Fangvorrichtung, welche sich in vielen Fällen als zuverlässige gezeigt hat, ist mit mancherlei Abänderungen ausgeführt worden. Eine der interessantesten dürfte die von Hohendahl sein, welcher zum Einrücken der

Fig. 112. Fig. 113.



Excenterwellen anstatt der Federn die Spannkraft der Luft in dem Cylinder C, Fig. 112, anwendet. Hier ist nämlich mit dem Förbergestell D durch zwei Böcke oder Ständer E ein unten offener Cylinder C vereinigt, dessen Kolben F durch die Traversen G und H und die Stangen J an den Ring N gehängt ist, in welchem das Seil und die Quenselketten K angreifen. Gleichzeitig ist durch die Stangen M und die Hebel O eine Verbindung der unteren Traverse mit den beiden Excenterwellen A bewirkt. Der Cylinder C ist mit atmosphärischer Luft erfüllt, welche beim Anheben der Schale auf eine Pressung von etwa fünf Atmosphären gebracht wird, indem nämlich der Kolben F sich entsprechend in den Cylinder hineinschiebt, bevor die Förder-

schale durch die Ketten gehoben wird. Gleichzeitig werden durch die Stangen M die Excenterwellen A so weit gedreht, daß die Excenter die Führungsbäume frei zwischen sich durchlassen. Bei einem erfolgenden Seilbruche wirkt die Luft in dem Cylinder wie eine gespannte Feder und bringt durch kräftiges Herabschieben des Kolbens die Excenter zum Angriffe. Diesem Apparate wird eine gute Functionirung nachgerühmt.

Man hat auch den Widerstand, welchen die Luft dem fallenden Gestelle entgegensetzt, dazu benutzt, das Eingreifen der Excenter in die Leitbäume zu veranlassen, indem man bei dem Apparate von Krauß und Kley*) die Excenterwellen mit Blechflächen versehen hat, welche nach Art von Fallschirmen auf die Excenterwellen verzögernd wirken, so daß durch die größere Fallbeschleunigung des unteren Theiles der Förderschale die beabsichtigte Drehung der Excenter herbeigeführt wird.

Ein eigenthümliches Mittel, die Fangklauen in Thätigkeit zu bringen, hat Lohmann angewandt. Dasselbe beruht darauf, daß ein frei fallender Körper, dessen Schwerkraft nur auf Beschleunigung seiner Masse verwendet wird, einen Druck auf die umgebenden Theile nicht auszuüben vermag. In Fig. 113 sind A zwei um B drehbare Fangklauen, welche mit den Federn F in Verbindung stehen. Die Spannkraft einer der Federn ist etwa nur halb so groß, als das Gewicht der daran hängenden Klaue A, so daß die letztere dadurch für gewöhnlich nicht gehoben werden kann und die Klauen frei an den Führungsbäumen passiren. Wenn jedoch nach dem Bruche des Seiles die Förderschale und mit ihr die Fangklauen und Federn frei fallen, so tritt der Spannung der Federn nicht mehr das Gewicht der Fangarme A entgegen. Letztere werden daher durch die Federn angehoben, so daß sie die Führungen berühren, und nun wirkt das Gewicht der jetzt am freien Fallen behinderten Förderschale auf ein festes Einsetzen der Fangklauen. Die Figur zeigt ferner noch eine von v. Sparre angegebene Vorrichtung, die den Zweck hat, den Stoß unschädlich zu machen, welcher im Momente des Eingreifens der Fangarme durch das Moment der fallenden Schale veranlaßt wird, und welcher Stoß so häufig die Zerstörung der Fangvorrichtung zur Folge gehabt hat. Um diesen Stoß zu beseitigen oder zu mildern, ist der gedachte Fangapparat nicht direct mit dem Fördergestelle G, sondern mit einem besonderen Querstücke oder Rahmen Q verbunden, auf welchem das 2 bis $2^1/_2$ m lange oben offene Rohr R befestigt ist. Durch die Stopfbüchse im Boden dieses Rohres geht die cylindrische Stange S, welche unterhalb mit dem Gestelle G, oberhalb mit dem Seile verbunden ist, und einen in dem cylindrischen Rohre dichtschließenden Kolben trägt. Der Cylinder selbst ist mit Luft und theilweise mit weichem Material, wie See-

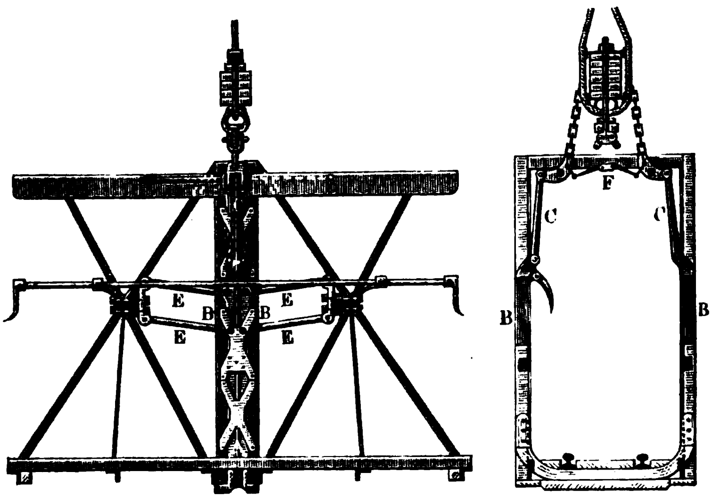
*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1869, S. 499.

gras oder Roßhaar gefüllt. Denkt man sich, daß der Fangapparat in Wirksamkeit kommt, so wird der eintretende Stoß nur durch das geringe Moment des Rahmens Q und Rohres R erzeugt werden, indem die Förderschale noch um die Länge des Rohres R sinken kann, wobei die Luft im Innern desselben zusammengedrückt wird, und in Verbindung mit dem weichen Material nach Art eines Polsters wirkt.

In der vollkommensten Weise werden jedoch die nachtheiligen Stoßwirkungen vermieden durch die nach Art von Bremsen wirkenden Fang-

Fig. 114.





vorrichtungen, von welchen hier zum Schluß dieses Gegenstandes noch der Hoppe'schen Fallbremse*), Fig. 114, gedacht werden möge. Zur Erzeugung der Bremswirkung dienen hierbei auf jeder Seite zwei harte Bremsbacken B, welche gegen jede der beiden aus T Eisen gebildeten Führungen A gepreßt werden können. Diese Pressung geschieht durch eine Torsionsfeder F, die, beim Seilbruche zur Wirkung kommend, durch die Zugstangen C ein geringes Emporheben der Backen B veranlaßt, welche hierbei durch die spreizenförmig nach Art von Kniegelenken wirkenden Streben E fest gegen die Führungsschienen A gedrückt werden. Durch die hierdurch hervorgerufene Reibung wird ein allmäliges Aufhalten der fallenden Massen erzeugt, und man hat, um die Festigkeit des Gestelles nicht durch zu starkes Bremsen zu gefährden, nur durch einen Stellkeil Sorge zu tragen, daß der

*) Zeitschr. deutsch. Ing. 1870, S. 619.

von den Kniegelenken auf die Bremsbacken ausgeübte Druck das zulässige Maß nicht übersteige.

Bei allen Fangvorrichtungen ist noch besondere Rücksicht darauf zu nehmen, daß das zwischen dem Gestell und der Rißstelle befindliche Seilstück nach dem Festhalten des Gestelles auf das letztere herabfällt und bei großer Länge einen starken Stoß auf die Schale ausübt, weswegen man diese durch ein kräftiges Schirmdach hiergegen zu sichern hat.

Es kann bemerkt werden, daß alle diejenigen Fangvorrichtungen, welche darauf beruhen, daß sie erst durch den Bruch des Seiles zur Wirksamkeit kommen, keine Sicherheit gewähren können in solchen Fällen, wo etwa durch Loswerden des Förderkorbes auf seiner Axe ein Niederstürzen des Gestelles veranlaßt wird. In solchem Falle würde ein Bremsen auch nur dann wirksam sein, wenn der Förderkorb selbst mit einer an ihm befestigten Bremsscheibe versehen wäre.

Hinsichtlich der sonstigen Sicherheitsapparate, welche bei Fördereinrichtungen gegen mancherlei Zufälligkeiten, z. B. gegen ein Ueberheben der Gestelle über die Seilscheiben, gegen plötzliches Aufstoßen der Schalen im Schachttiefsten u. s. w. angegeben sind, sowie hinsichtlich der Controlapparate, welche z. B. über die jederzeitige Stellung der beiden Förderschalen Auskunft geben, muß auf die mehrerwähnten Specialwerke über Fördermaschinen und Bergbaukunde verwiesen werden.

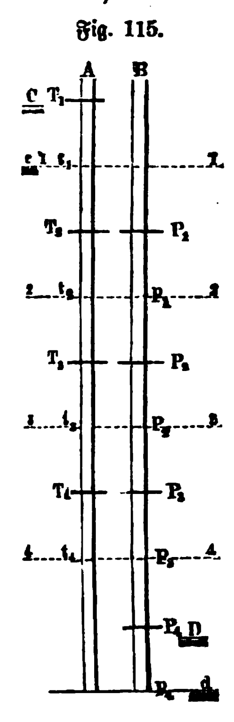
Fahrkünste. Unter Fahrkünsten versteht man die Vorrichtungen, vermittelst deren beim Grubenbetriebe die Mannschaft (Belegschaft) durch Maschinenkraft in den Schacht und aus demselben heraus befördert wird, um das mühsame und zeitraubende Fahren (Steigen auf Leitern) zu umgehen. Die erste derartige Einrichtung wurde 1833 auf Anregung von Albert in Clausthal von Dörell im Spiegelthaler Hoffnungsschachte im Harze ausgeführt, und sind seit der Zeit in Cornwall, Belgien, Westphalen u. s. w. vielfache Fahrkünste nach dem Dörell'schen Muster zur Anwendung gekommen. Im Allgemeinen besteht eine Fahrkunst aus einem oder zwei parallel neben einander in dem Schachte angeordneten Gestängen, welche durch Dampf- oder Wasserkraft eine abwechselnd auf- und niedergehende Bewegung empfangen. Danach unterscheidet man ein- und zweitrümige Fahrkünste. Das Gestänge, welches früher meistens als starrer Körper aus Fichtenholz construirt wurde, jetzt auch wohl durch ein Drahtseil (Seilgestänge) gebildet wird, ist in bestimmten Entfernungen mit vorstehenden Trittbrettern für je einen darauf stehenden Arbeiter versehen, welchem durch eine gleichfalls am Gestänge befindliche Handhabe Gelegenheit zum Festhalten geboten wird. Ein auf ein solches Trittbrett T_1 in dessen höchster Stellung von einer festen Bühne B aus übertretender Ar- §. 30.

beiter geht daher mit dem Gestänge um dessen Hubhöhe h abwärts. Findet er nun im tiefsten Standpunkte des Gestänges eine feste Bühne B_1 in gleicher Höhe mit der derzeitigen Lage seines Trittbrettes, so kann er im Momente des Bewegungswechsels von dem beweglichen Trittbrette auf diese feste Bühne B_1 treten, so daß er durch einen einfachen Hub des Gestänges um dessen Hubhöhe $h = BB_1$ abwärts befördert ist. Wartet er nun den Aufgang des Gestänges ab, so kommt in dessen höchster Lage ein zweites unter dem ersten um h tiefer gelegenes Trittbrett T_2 in die Höhe der Bühne B_1, auf welche er abgetreten war, und wenn der Fahrende nunmehr von der Bühne B_1 auf dieses Trittbrett T_2 übersteigt, so wird ihn dasselbe beim darauf folgenden Niedergange wieder um die Größe h abwärts befördern, woselbst dann Gelegenheit ist, auf die nächste feste Bühne B_2 überzutreten. Eine fortgesetzte Wiederholung dieses Vorganges befördert den Fahrenden daher von Bühne zu Bühne, und zwar während jedes Doppelhubes des Gestänges immer um eine einfache Hubhöhe h. Es ist übrigens an sich klar, daß die Einrichtung in derselben Weise ein Ausfahren oder Steigen aus dem Schachte ermöglicht, wenn der Fahrende nur von der festen Bühne auf das bewegliche Trittbrett stets in demjenigen Momente steigt, in welchem das Gestänge in seiner tiefsten Stellung angelangt ist, und nun emporsteigt. Man ersieht leicht, daß bei einer solchen eintrümigen Fahrkunst die Entfernung der Bühnen sowohl wie der Trittbretter genau gleich der Hubhöhe h sein muß, und daß $n + 1$ feste Bühnen erforderlich sind, wenn n die Anzahl der zwischen ihnen die Verbindung vermittelnden Trittbretter ist. Es ist auch deutlich, daß, da diese n Trittbretter sämmtlich besetzt sein können, n Personen gleichzeitig entweder ausfahren oder einfahren können. Eine Benutzung des Gestänges zum Ausfahren und Einfahren zu derselben Zeit kann wohl in verschiedenen Strecken geschehen, aber nicht gut an denselben Stellen, da die in den Wendepunkten disponibele Zeit meistens nicht genügend ist, um ein Absteigen des einen Fahrenden und ein gleichzeitiges Aufsteigen des ihm Begegnenden zu gestatten.

Bei den zweitrümigen Fahrkünsten hat man neben einander zwei Gestänge angebracht, deren Hub genau gleich groß ist, und deren Bewegung so geordnet sein muß, daß das eine Gestänge niedergeht, wenn das andere im Aufsteigen begriffen ist und umgekehrt, so daß also die Bewegungswechsel beider Gestänge stets zu derselben Zeit stattfinden. Wenn daher noch die Bedingung für die Anordnung der Tritte erfüllt ist, daß jeder Tritt des einen Gestänges in jedem Wendepunkte der Bewegung einen Tritt des anderen Gestänges neben sich in gleicher Höhe zu stehen hat, so kann, wie man leicht erkennt, ein auf einem beliebigen Trittbrette Stehender durch wechselweises Uebertreten von einem auf das andere Gestänge aus- oder einfahren, je nachdem das Uebertreten auf das aufsteigende oder auf das niedergehende

Gestänge geschieht. Ueber die gegenseitige Anordnung der Trittbrette zu einander erhält man durch Fig. 115 leicht Aufklärung. Seien A und B die beiden Gestänge in derjenigen Stellung, in welcher A die höchste und daher B die tiefste Lage hat, so geht der von der Antrittsbühne C auf den Tritt T_1 Getretene um h abwärts bis nach 1, während das Gestänge B um ebensoviel steigt, so daß der Tritt P_1 ebenfalls nach 1 gelangt. Ein Uebertreten des auf T_1 Stehenden von A auf B in der Lage 1 bringt ihn daher bei dem nächsten Niedergange von 1 nach P_1 gegenüber dem Tritte T_2 des Gestänges A, welcher Tritt daher um $2h$ unter T_1 angebracht sein muß. Da dieselbe Betrachtung für alle übrigen Tritte gilt, so sieht man zunächst, daß die von dem Fahrenden allmälig berührten Trittbretter desselben Gestänges die Entfernung $2h$ von einander haben, und daß die Bewegung des Fahrenden für jedes Doppelspiel der Gestänge ebenfalls $2h$ beträgt. Bezeichnet daher l die ganze Förderhöhe CD zwischen der Antrittsbühne C und der Austrittsbühne D, so ist die Anzahl der Tritte jedes Gestänges durch $\frac{l}{2h} = n$ gegeben. Ebenso groß ist aber auch die Anzahl der gleichzeitig Ein- oder gleichzeitig Ausfahrenden, denn da eine Begegnung auf denselben Tritten nicht angängig ist, so können immer nur abwechselnd die Tritte des einen oder des anderen Gestänges besetzt sein. Es ist natürlich, daß die Fahrkunst zu verschiedenen Zeiten ebensowohl zum Einfahren wie zum Ausfahren benutzbar ist, aber nicht zu beiden Zwecken gleichzeitig dienen kann.

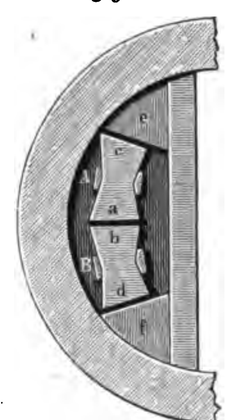
Fig. 115.



Denkt man sich in den Mitten zwischen den Tritten T und P, also ebenfalls in den Abständen $2h$ gleichfalls ein System von Tritten t und p angebracht, so repräsentirt dasselbe offenbar eine zweite, gleichfalls zweitrümige Fahrkunst, deren Trittbretter nur unter sich, und niemals mit denen T und P correspondiren, und man kann daher diesen Fahrstrang tp ganz unabhängig von dem erstgedachten TP zum Ein- und Ausfahren benutzen. Diese Fahrkunst befördert dann zwischen der Antrittsbühne c und der Austrittsbühne d, welche um h unterhalb C und D gelegen sind. Man benutzt diese Einrichtung, um die Fahrkunst zum gleichzeitigen Ein- und Ausfahren gebrauchen zu können. Es ist deutlich, daß bei einer solchen Verwendung und

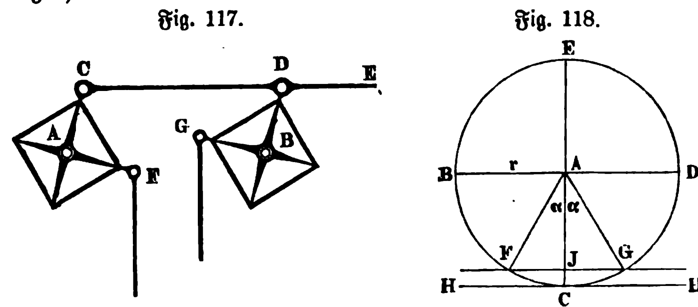
bei voller Besetzung beider Fahrkünste nach entgegengesetzten Richtungen die beiden Gestänge stets gleichförmig belastet sind, was natürlich nicht der Fall ist, wenn die Fahrkunst nur in der einen Richtung transportirt.

Fig. 116.



Eine interessante Einrichtung bietet die auf der Grube Saar Longchamps*) ausgeführte Fahrkunst dar, welche nach Fig. 116 aus einer Verbindung einer zweitrümigen mit zwei eintrümigen Fahrkünsten besteht. Hier sind A und B die beiden Gestänge, welche bei a und b die in einer Entfernung gleich der doppelten Hubhöhe $2h$ angebrachten Tritte der zweitrümigen zum Ausfahren dienenden Fahrkunst tragen, während die an denselben Gestängen in der Entfernung h angebrachten Trittbretter c und d den eintrümigen Fahrkünsten für das Einfahren angehören, deren feste Bühnen durch e und f dargestellt sind. Vielfach, namentlich in den Bergwerken des Harzes, ordnet man zwischen den beiden Gestängen noch eine gewöhnliche Fahrt (Leiter) an, um an jeder Stelle ein Verlassen bezw. Wiederbetreten der Fahrkunst zu ermöglichen.

Fig. 117. Fig. 118.



Die Bewegung der Gestänge geschieht in der Regel mit Hülfe zweier Kunstkreuze oder Bruchschwingen A und B, welche, etwa nach Fig. 117, durch eine Lenkstange CD mit einander verkuppelt sind, und ihre Bewegung von der Schubstange DE einer Kurbelwelle empfangen. Bei dieser Anordnung, welche insbesondere immer bei den durch Wasserräder betriebenen Fahrkünsten gewählt wird, ist eine Stillstandspause in den Bewegungswendepunkten nicht vorhanden, indessen ist das Wechseln der Trittbretter

*) Serlo, Bergbaukunde.

immer ohne Gefahr auszuführen, da die Geschwindigkeit der Gestänge nahe den todten Punkten der Kurbel nur gering ist.

Ueber diese Verhältnisse erhält man aus der Betrachtung des Kurbelkreises ein anschauliches Bild. Ist $BCDE$, Fig. 118, der Kurbelkreis der treibenden Kurbel, und stellt die Tangente HH im unteren todten Punkte C eine feste Bühne einer eintrümigen Fahrkunst vor, so ist während der Zeit, welche die Kurbel zum Durchlaufen des Winkels $FAG = 2\alpha$ gebraucht, der Höhenunterschied zwischen dem Trittbrette und der Bühne im Maximo durch $CJ = \delta = r(1 - \cos\alpha)$ gegeben.

So lange diese Größe δ nicht einen für das Uebertreten unbequem großen Betrag annimmt, kann daher das Uebersteigen mit Sicherheit geschehen. Hätte die Fahrkunst z. B. einen Hub $h = 2r = 3$ m, und machte die Kurbel in jeder Minute vier Umdrehungen, so würde eine zum Uebertreten erforderliche zu zwei Secunden angenommene Zeitdauer einem Drehungswinkel der Kurbel von

$$2\alpha = 2 . \frac{4 . 360^0}{60} = 48^0$$

entsprechen, und man hätte die größte Höhendifferenz während dieser Zeit zu

$$\delta = 1,5\,(1 - \cos 24^0) = 0,130\,\text{m}.$$

Wollte man die Bühnen so anordnen, daß ihre Lage der Mitte zwischen J und C entspricht, so würde jene Niveaudifferenz auf die Hälfte reducirt werden, doch würde mit dieser Anordnung auch eine Verminderung der Hubhöhe bei jedem Kurbelspiele verbunden sein, indem dann die Tritte und die Bühnen in Abständen von $2\left(r - \frac{\delta}{2}\right)$ angebracht werden müßten, und der Hub bei jedem Aufgange auch nur diesen Betrag haben könnte. Aus Fig. 119 (a. f. S.) erkennt man, daß bei einer zweitrümigen Fahrkunst für dieselbe Hubhöhe und Kurbelgeschwindigkeit die einem Drehungswinkel $FAG = 2\alpha$ entsprechende Höhendifferenz der gegenüber stehenden Tritte doppelt so groß

$$JJ_1 = \delta = 2r(1 - \cos\alpha),$$

also in dem angeführten Beispiele gleich 0,26 m ausfallen muß.

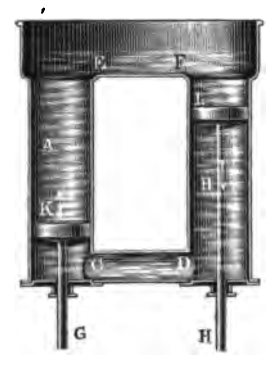
Man bewegt auch die Gestänge direct durch Dampfkolben, entweder indem man eine doppeltwirkende oder zwei abwechselnd zur Wirkung kommende einfachwirkende Dampfmaschinen zur Bewegung der beiden Gestänge einer zweitrümigen Kunst anwendet. Hierbei ist besonders darauf zu achten, daß die Bewegungen der beiden Gestänge genau übereinstimmen. Man wendet zu diesem Zwecke häufig den sogenannten hydraulischen Balancier an, welcher seinem Wesen nach aus zwei mit Wasser gefüllten, oben offenen

Cylindern A und B, Fig. 120, besteht, an deren Kolben K und L die Gestänge G und H angeschlossen sind. Die Verbindungsröhre CD unterhalb der Kolben gestattet dem Wasser beim Niedergange des durch die Dampfmaschine bewegten Kolbens L den ungehinderten Uebertritt in den Cylinder A, wodurch der Kolben K zum Aufsteigen gezwungen wird und umgekehrt. Die Verbindung der Cylinder oberhalb durch EF geschieht nur, um die Kolben auch oberhalb immer der leichteren Abdichtung wegen mit Wasser bedeckt zu halten. Es ist von selbst klar, daß man bei der Anwendung von direct wirkenden Dampfmaschinen die auf- und niedergehende Bewegung der Gestänge vermöge der Anwendung von Katarakten (s. Thl. II) durch entsprechende Hubpausen unterbrechen kann.

Fig. 119.

Die Hubhöhe der Gestänge betrug bei den älteren Harzer Fahrkünsten nur 1,25 m, in neuerer Zeit pflegt man sie bis zu 3 m und selbst darüber anzunehmen. Die Anzahl der Doppelhübe kann man passend zu 5 in der Minute voraussetzen, so daß bei einer Hublänge von 3 m die durchschnittliche Geschwindigkeit der Tritte zu 30 m sich berechnet, in einzelnen Fällen, namentlich bei größerer Hubhöhe, finden sich auch durchschnittliche Geschwindigkeiten bis zu 48 m in der Minute. Die größte Geschwindigkeit haben die durch Kurbeln betriebenen Fahrkünste natürlich in den Mittelstellungen, für welche bei 5 Doppelhüben und bei 3 m einfacher Hubhöhe die größte Geschwindigkeit gleich der der Kurbelwarze zu $5 . 3 . \pi = 47,1$ m per Minute sich berechnet.

Fig. 120.



Aus der angenommenen Geschwindigkeit der Gestänge und deren Belastung beim Ausfahren ergiebt sich nach bekannten Regeln die Betriebskraft, wenn man die Reibungswiderstände der Gestänge in ihren Rollenführungen entsprechend berücksichtigt. Es kann hierbei bemerkt werden, daß das Gestänge einer einträumigen Fahrkunst nur während des Aufganges beim Aus-

fahren den Nutzwiderstand zu überwinden hat, während beim Einfahren das Gewicht der Fahrenden die Kurbel zu beschleunigen sucht, so daß die Nothwendigkeit einer kräftigen Bremse für diesen Fall sich ergiebt. Bei eintrümigen Fahrkünsten wird man das Gewicht des Gestänges durch ein Gegengewicht abbalanciren, während bei zweitrümigen Künsten die beiden Gestänge sich gegenseitig ausgleichen. Eine vollständige Ausgleichung tritt auch ein, wenn eine doppeltrümige Fahrkunst gleichzeitig zum Ein- und Ausfahren benutzt wird, und beide Fahrten gleichmäßig besetzt sind. Sonst ist immer nur ein Gestänge belastet, und zwar immer das aufsteigende beim Ausfahren und das niedergehende beim Einfahren.

Um die Leistungsfähigkeit einer Fahrkunst zu beurtheilen, sei h die Hubhöhe, n die Anzahl der Doppelhübe oder Kurbeldrehungen in der Minute, und l die Entfernung der obersten und untersten Bühne. Dann hat man die Anzahl z der Tritte bei einer eintrümigen Fahrkunst

$$z_1 = \frac{l}{h}$$

und bei einer doppeltrümigen Kunst auf jedem Gestänge

$$z_2 = \frac{l}{2h}.$$

Da bei jedem Doppelhube der Fahrende in dem ersten Falle um h, im zweiten um $2h$ befördert wird, so ist die zu einer Förderung gehörende Zeit in den beiden Fällen bezw. durch

$$t_1 = \frac{z_1}{n} = \frac{l}{nh} \text{ Minuten}$$

und

$$t_2 = \frac{z_2}{n} = \frac{l}{2nh} \text{ Minuten}$$

ausgedrückt.

Der Transport eines Fahrenden geschieht daher auf der doppeltrümigen Kunst doppelt so schnell, als auf der eintrümigen. Wenn nun mit N die Anzahl der zu befördernden Personen bezeichnet ist, so wird, da mit jeder Kurbelumdrehung nur eine Person aufsteigen kann, das Auftreten daher in Zwischenräumen von $\frac{1}{n}$ Minute geschieht, die letzte Person um $\frac{N-1}{n}$ Minuten später aufsteigen, als die erste. Daher ist die ganze Zeitdauer einer Ein- oder Ausfahrt durch

$$T_1 = \frac{N-1}{n} + t_1 = \frac{N-1}{n} + \frac{l}{nh}$$

bei der einfachen und

$$T_2 = \frac{N-1}{n} + t_2 = \frac{N-1}{n} + \frac{l}{2\,n\,h}$$

bei der doppelten Fahrkunst gegeben. Man erkennt hieraus, daß die schnellere Transportfähigkeit der doppelten Kunst um so mehr in den Hintergrund tritt, je größer die Anzahl der Fahrenden ist, und daß es bei großer Anzahl N gerechtfertigt sein kann, statt einer doppelten zwei einfache Fahrkünste in der Art, wie das Beispiel Fig. 116 lehrt, anzuwenden, indem alsdann die ganze Zeitdauer nur

$$T_1' = \frac{\frac{1}{2}N-1}{n} + \frac{l}{n\,h}$$

beträgt.

Nimmt man z. B. eine Belegschaft von $N = 500$ Mann und eine Fahrstrecke $l = 300$ m an, so erhält man bei $n = 5$ Kurbeldrehungen pro Minute und $h = 3$ m Hubhöhe

$$T_1 = \frac{499}{5} + \frac{300}{5.3} = 99{,}8 + 20 \backsim 120 \text{ Min. bei einfacher Fahrkunst,}$$

$$T_2 = \frac{499}{5} + \frac{300}{10.3} = 99{,}8 + 10 \backsim 110 \text{ Min. bei doppelter Fahrkunst,}$$

$$T_1' = \frac{249}{5} + \frac{300}{5.3} = 49{,}8 + 20 \backsim 70 \text{ Min. bei zwei einfachen Fahrkünsten.}$$

Will man diese Zeit mit derjenigen vergleichen, welche die Belegschaft zum gewöhnlichen Fahren (Steigen auf Leitern) gebraucht, so kann man nach Serlo*) eine Steiggeschwindigkeit des Mannes beim Einfahren von 8 m, beim Ausfahren von 4 m in der Minute annehmen. Sind nun die einzelnen Leitern oder Fahrten 6 m lang, und stehen immer drei Mann auf einer Fahrt, also 2 m von einander entfernt, so vergeht zwischen je zwei Besteigungen

$$\tfrac{2}{8} = \tfrac{1}{4} \text{ Minute beim Einfahren}$$

und

$$\tfrac{2}{4} = \tfrac{1}{2} \text{ Minute beim Ausfahren.}$$

Es ergiebt sich daher die Zeit zum Einfahren

$$T_e = 499 \,.\, \frac{1}{4} + \frac{300}{8} = 162{,}25 \text{ Minuten,}$$

und zum Ausfahren

$$T_a = 499 \,.\, \frac{1}{2} + \frac{300}{4} = 324{,}5 \text{ Minuten.}$$

Berücksichtigt man noch die bedeutende Ermüdung, welche mit dem gewöhnlichen Fahren verbunden ist, so erklärt sich der große Vortheil, welcher

*) Serlo, Bergbaukunde Bd. II, S. 214.

bei zahlreichen Belegschaften und großen Schachttiefen mit den Fahrkünsten verbunden ist.

Sollte beim Nichtvorhandensein einer Fahrkunst die Fördermaschine zum Ein- und Ausfahren benutzt werden, so würde jeder Aufzug bei einer Fördergeschwindigkeit von 4 m per Secunde $\frac{300}{4} = 75$ Secunden $= 1,25$ Minuten währen. Nimmt man die Stillstandspause zum Auf- und Absteigen zu 1 Minute an, und finden jedesmal 5 Mann auf einer Förderschale Raum, so ergiebt sich in obigem Falle die Zeit einer Ein- oder Ausfahrt der Mannschaft zu $T = \frac{500}{5} \cdot 2,25 = 225$ Minuten, also beträchtlich größer als bei der Fahrkunst.

Krahne. Die Krahne sind Hebevorrichtungen, welche außer der Hebung gleichzeitig eine horizontale Bewegung der gehobenen Last ermöglichen, und es finden dieselben ihre hauptsächlichste Anwendung in Waarenmagazinen, technischen Werkstätten, Schiffswerften und auf Baustellen. Zum Heben der Lasten ist jeder Krahn mit einer Seil- oder Kettenwinde versehen, deren Einrichtung von derjenigen nicht abweicht, welche im Vorstehenden besprochen wurde. Um die horizontale Bewegung der Last zu bewirken, kann man sich verschiedener Mittel bedienen. Bei den sogenannten *Drehkrahnen* giebt man dem Krahngestelle die Form eines um eine verticale Axe drehbaren Schnabels oder *Auslegers*, d. h. eines längeren, schräg ausladenden Armes, dessen äußerste Spitze eine Leitrolle aufnimmt, von welcher die Lastkette vertical herabhängt, die rückwärts nach der an dem drehbaren Gestelle angebrachten Winde geführt ist. Vermöge der Drehung des Gestelles um die verticale Axe kann daher die gehobene Last in horizontaler Richtung bewegt werden. §. 31.

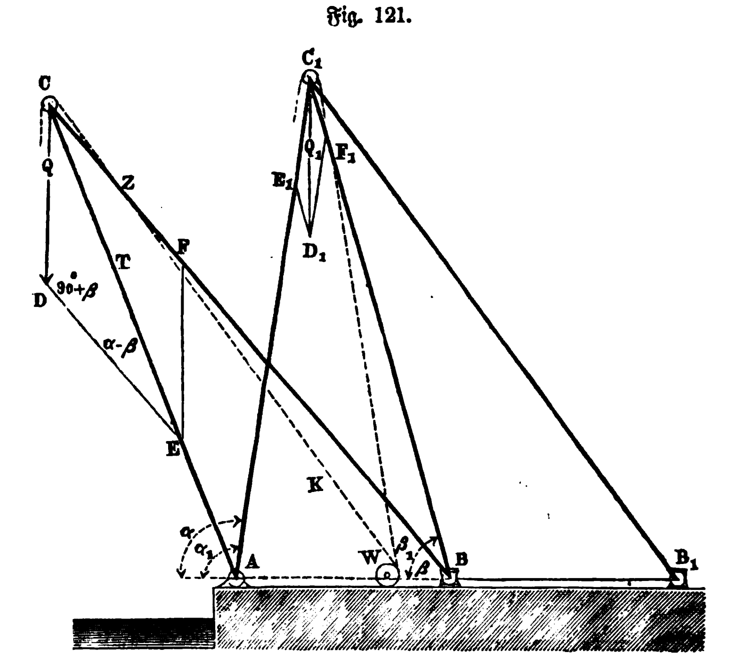
Bei den größten Ausführungen in Schiffswerften wendet man die Construction der *Scheerenkrahne*, Fig. 121 (a. f. S.), an, bei welcher der Ausleger zu einem Scharnierdreiecke ABC ausgebildet ist, dessen äußerste Spitze C gleichfalls eine Leitrolle für die Kette aufnimmt, während die beiden anderen Eckpunkte A und B ihre Stütze auf dem festen Fundamente finden. Wenn man nach bewirkter Hebung der Last entweder den Eckpunkt B horizontal nach B_1 verschiebt, oder die Dreieckseite BC bei festgehaltenem Stützpunkte B auf die Länge BC_1 verkürzt, so gelangt die Last von Q nach Q_1, wobei natürlich vorausgesetzt werden muß, daß der Fuß AC derartig aus zwei gegen einander geneigten Streben gebildet ist, daß die Last zwischen denselben hindurchpassiren kann.

Drehkrahne setzt man zuweilen auf einen vierrädrigen Wagen, welcher auf einem Schienengeleise fortgerollt werden kann, in welchem Falle die Ma-

schine Rollkrahn genannt wird. Diese Construction wählt man besonders auf Bahnhöfen und in Hafenanlagen, um den Krahn an verschiedenen Stellen in Benutzung nehmen zu können. Stellt man den Krahn anstatt auf einen Wagen, auf ein Schiffsgefäß, so erhält man den sogenannten Schwimmkrahn.

In vielen Fällen giebt man dem Krahnausleger eine von der Schnabelspitze ausgehende horizontale Bahn, auf welcher ein kleiner die Last tragender Wagen sich verschieben läßt, so daß man durch Drehung des Krahngestelles

Fig. 121.



und Verschiebung des Wagens die Last nach jedem Punkte innerhalb des von der Krahnspitze beschriebenen Kreises befördern kann, während bei den gewöhnlichen Drehkrahnen ohne diesen Wagen die Last nur nach Punkten im Umfange jenes vom Schnabel beschriebenen Kreises gebracht werden kann. Diese Construction ist namentlich in Gießereien in Gebrauch.

Die Laufkrahne endlich sind so eingerichtet, daß die Winde als kleiner Wagen ausgeführt ist, der auf dem Schienengeleise einer Brücke beweglich ist, welche letztere ihrerseits wieder mit Laufrädern versehen ist, mittelst deren sie auf einem festen Geleise fortgerollt werden kann, das rechtwinkelig zu der Bahn des Windewagens steht. Vermöge dieser Einrichtung kann die Winde mit der an ihr hängenden Last über jeden beliebigen Punkt der recht-

winkeligen Grundfläche gebracht werden, deren Seiten durch die Verschiebung der Winde auf der Brücke und durch diejenige der Brücke auf den festen Schienen dargestellt sind. Derartige Laufkrahne eignen sich besonders für Maschinenwerkstätten und Montirungsräume, sowie auch bei Ausführung von größeren massiven Brückenbauten zur bequemen Versetzung der Materialien. Die Bewegung der Krahne und die Hebung der Last erfolgt durch Menschenhand, wenn nur vorübergehend und in größeren Zeitintervallen der Gebrauch des Krahnes nöthig wird. Bei häufigerem oder ununterbrochenem Betriebe jedoch, wie z. B. in Waarenmagazinen und bei Bauausführungen, bewegt man die Krahne auch durch Dampfkraft, sei es, daß der Krahn seine besondere Dampfmaschine erhält, in welchem Falle man ihn schlechtweg Dampfkrahn nennt, sei es, daß der Betrieb von einer zu anderen Zwecken vorhandenen Dampfmaschine durch geeignete Transmission vermittelt wird. Als solche Transmission eignet sich besonders der Seilbetrieb. In neuerer Zeit hat man die Krahne mit großem Vortheil als hydraulische durch Accumulatoren betriebene ausgeführt, welche Anordnung sich wegen der periodischen Thätigkeit und wegen der leichten Uebertragung der Kraft besonders dann eignet, wenn, wie in Hafenanlagen, eine größere Anzahl von weit auseinander stehenden Krahnen durch dieselbe Dampfmaschine in Betrieb gesetzt werden soll. Die Stärke und Tragfähigkeit der Krahne variirt natürlich ganz nach der Verwendung derselben, die schwersten Ausführungen kommen für Marinezwecke vor, wo man Krahne von 1000 Centner Tragfähigkeit und darüber findet.

Drehkrahne. Ein aus Holz und Eisen zusammengesetzter, von Cavé für den Hafen zu Brest construirter Krahn ist in den Figuren 122 und 123 (a. f. S.) dargestellt. Die gußeiserne stehende Säule P tritt hier in eine im Fundamente ausgesparte Grube hinein, auf deren Boden das Lager für den Spurzapfen U angebracht ist, während der gußeiserne Kranz H ein Rollenlager aufnimmt, das der bei R cylindrischen Krahnsäule als Halslager dient. Der Ausleger besteht aus der hölzernen Strebe T und der gleichfalls hölzernen Zugstange Z, welche mit der Krahnsäule P fest verbunden sind und in der Spitze die Leitrolle L für das Seil bezw. die Kette aufnehmen, deren Ende bei V befestigt ist, während die Last Q an der losen Rolle W hängt. §. 32.

In welcher Weise der Anzug des Seiles durch die Trommel A erfolgt, ist aus der Figur ersichtlich, welche erkennen läßt, wie die Kurbelwelle G entweder mittelst eines doppelten oder mittelst eines dreifachen Rädervorgeleges die Trommel umdreht. Denkt man sich nämlich die Kurbelwelle in Fig. 123 entsprechend nach rechts verschoben, so geht die Bewegung von dem Triebrade K der Kurbelwelle auf das größere Rad D einer Vorgelegs-

welle über, welche durch die Räder C und B eine verlangsamte Bewegung der Trommel hervorruft. Eine Verschiebung der Kurbelwelle nach links jedoch bringt die Bewegung der Vorgelegswelle mit den Rädern D und C dadurch hervor, daß das Triebrad O in ein größeres F einer zweiten Vorgelegswelle eingreift, dessen Getriebe E nunmehr D in Bewegung setzt. In


Fig. 122.

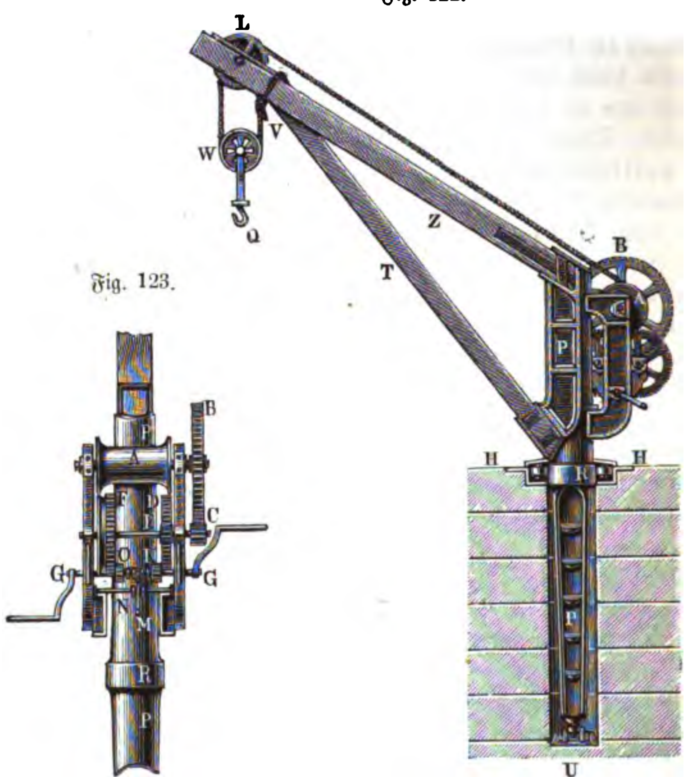
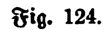


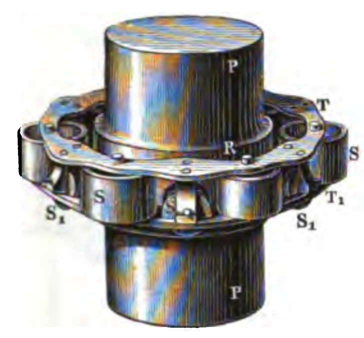
Fig. 123.

der gezeichneten Stellung sind beide Räder O und K ausgerückt, wie es der Fall ist, wenn die Last Q niedergelassen werden soll, zu welchem Zwecke die mit dem Rade F verbundene Bremsscheibe in bekannter Art zur Wirkung gebracht wird. Um die Kurbelwelle in der ihr gegebenen Stellung sicher zu erhalten, dient eine um N drehbare Falle, welche mit ihrem hakenförmigen Ende in eine der drei Kreisnuthen der Kurbelwelle eingelegt und darin durch das Gegengewicht M erhalten wird.

Das Halslager der Krahnsäule ist in Fig. 124 näher erläutert. Sechs Frictionsrollen S bilden mit den beiden ringförmigen Platten T, welche die

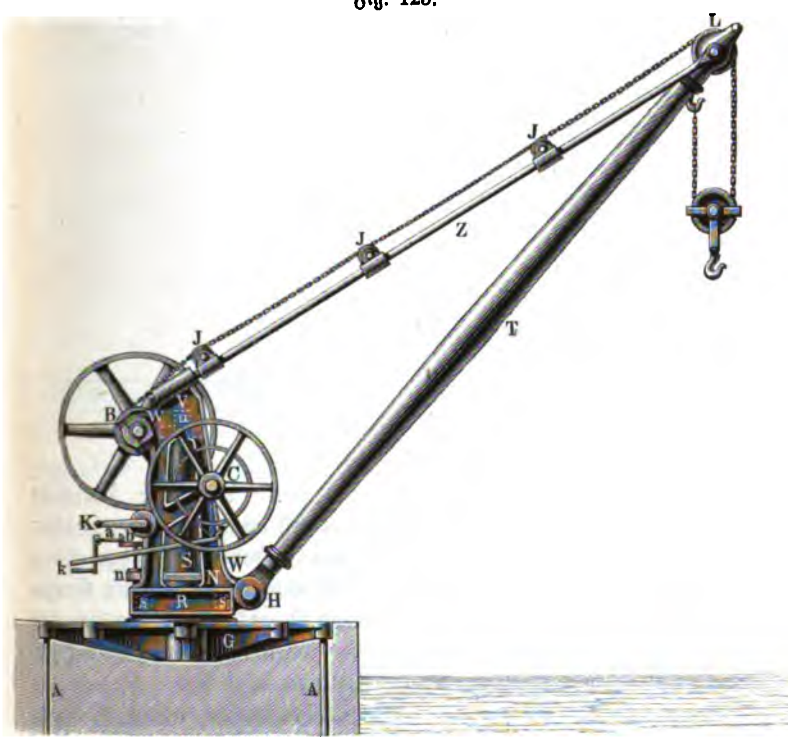
Rollenzapfen aufnehmen, einen Rollenkranz, welcher den Hals R der Krahnsäule P umschließt. Durch die einseitige Belastung des Auslegers wird die


Fig. 124.



Säule bei R fest gegen eine oder zwei dieser Rollen gepreßt, deren Druck von der Innenfläche des ringförmigen Gehäuses H, Fig. 122, aufgenommen wird. Durch die Frictionsrollen S wird daher die gleitende Reibung der Säule R in die geringere Rollenreibung verwandelt. Da der Walzenring hierbei ebenfalls eine Bewegung annimmt, so verwandelt man durch einen zweiten Rollenring mit den horizontalen Walzen S_1 die gleitende Reibung der unteren Platte T_1 auf ihrer Unterlage ebenfalls in eine rollende. Diese Einrichtung hat den Zweck, die Umdrehung des Krahns möglichst zu erleichtern, es wird

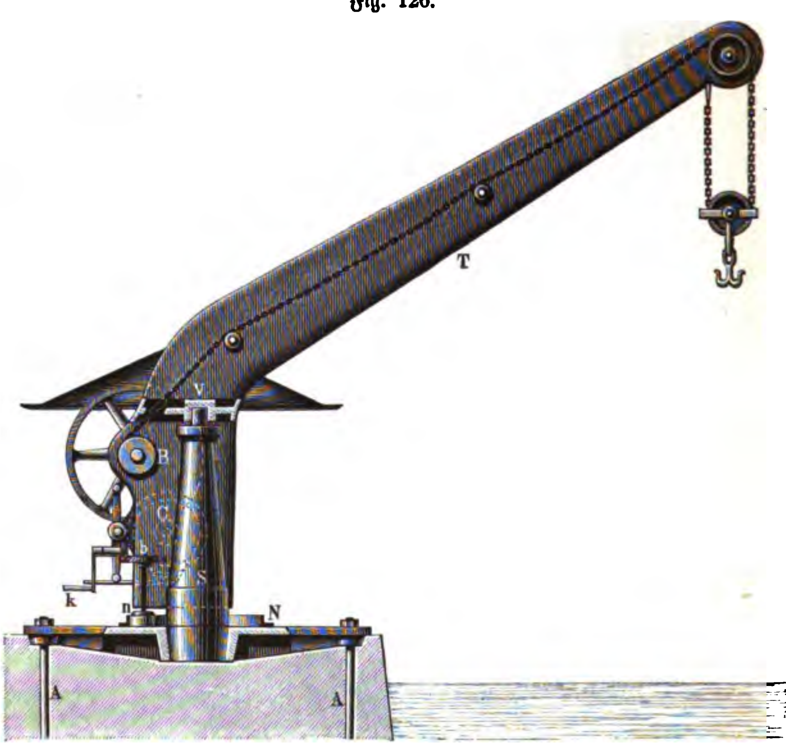
Fig. 125.



aber nur in den seltensten Fällen diese Umdrehung direct durch einen Schwengelbaum geschehen können, vielmehr ist zum Umschwenken des Krahns in der Regel ein besonderes Getriebe erforderlich, dessen Einrichtung aus dem Folgenden sich ergeben wird.

Um die Unbequemlichkeit, welche mit der Anordnung der Grube für die Krahnsäule verbunden ist, zu umgehen und eine leichte Zugänglichkeit des Spurzapfens zu erreichen, wendet man häufiger die in Fig. 125 (a. v. S.)

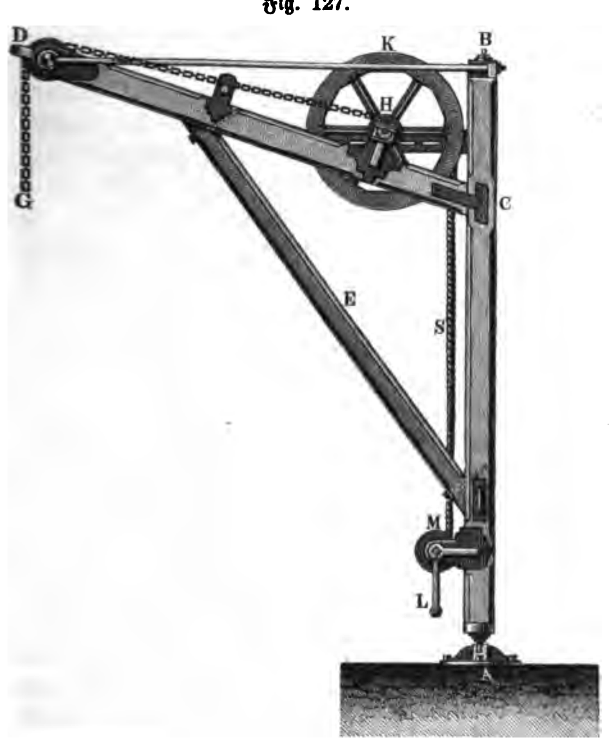
Fig. 126.



angedeutete Construction des Krahngestelles an. Die hohle gußeiserne Krahnsäule S ist mit der Fundamentplatte G fest verbunden und mit dieser durch hinreichend lange Ankerbolzen A auf dem Fundamente befestigt. Oberhalb trägt die Säule den Stahlzapfen u, auf welchen das drehbare Krahngestell mit Hülfe der Traverse V aufgehängt ist, während der cylindrische Ansatz R der festen Krahnsäule den Frictionsrollen s als Widerlager dient, welche hier mit dem drehbaren Krahngestelle vereinigt sind. Das letztere besteht aus den beiden die Lager für die Winde aufnehmenden Wangen-

stücken *W*, welche oberhalb durch die erwähnte Traverse *V* und unten durch Querstücke verbunden sind, an denen die Frictionsrollen ihre Lager finden. Der Ausleger wird durch die schmiedeeiserne Röhre *T* gebildet, welche unten durch den Zapfen *H* mit dem drehbaren Gestell verbunden ist, während an dem Schnabel *L* zwei schmiedeeiserne Zugstangen die Verbindung mit der Traverse *V* bewirken. Die Winde mit der Trommel *B*, der Vorgelegswelle *C* und der Kurbel *K* hat die gewöhnliche Einrichtung. Die zwischen den

Fig. 127.



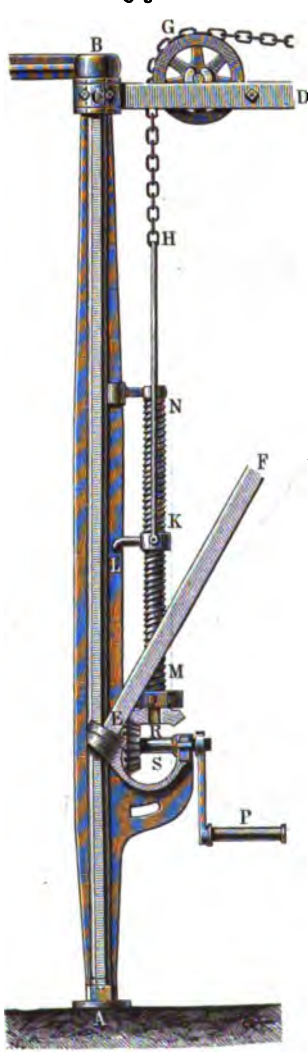
Zugstangen *Z* angebrachten Rollen *J* dienen nur zur Unterstützung der Kette.

Zur leichten Drehung des Krahns ist an der festen Säule *S* ein Stirnrad *N* fest angebracht, in welches ein Getriebe *n* eingreift, dessen Axe mit dem drehbaren Gestelle verbunden ist, und welche ihre Bewegung von der Kurbel *k* mit Hülfe der conischen Räder *a* und *b* erhält.

Hiervon unterscheidet sich der von Fairbairn, Fig. 126, angegebene und nach ihm benannte Krahn hauptsächlich durch die Form des Auslegers *T*, welcher nach Art eines Röhrenträgers aus schmiedeeisernen Blechplatten und

Winkeleisen nach der Form eines Körpers von gleichem Widerstande zusammen genietet, im Uebrigen ebenfalls mittelst der eingenieteten Traverse V auf die feste Säule S gehängt und unten an derselben durch Frictionsrollen geführt ist. Für die Drehvorrichtung ist hier ein Stirnkranz N auf der gußeisernen Fundamentplatte vorgesehen.


Fig. 128.



Wenn ein Krahn nicht, wie die bisher besprochenen, im Freien, sondern innerhalb eines Gebäudes aufgestellt wird, so kann man der drehbaren Krahnsäule oberhalb an dem Gebälk eine feste Unterstützung geben, in welchem Falle der betreffende Zapfen als Endzapfen viel dünner werden kann, daher das Rollenlager entbehrlich wird.

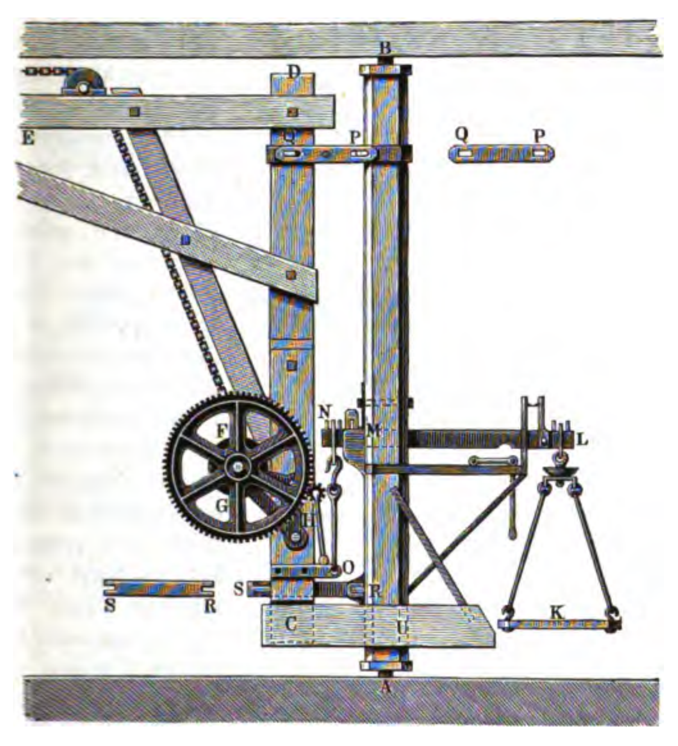
Eine einfache Einrichtung dieser Art zeigt der in Fig. 127 (a. v. S.) dargestellte Krahn, wie er bei den englischen Eisenbahnen zum Auf- und Abladen der Güter angewendet wird. Der hölzerne Ausleger DC ist hier außer durch die Strebe E noch durch zwei schmiedeeiserne Zugstangen DB gehalten. Die Bewegung der Windetrommel H, auf welche die Lastkette G sich wickelt, geschieht hier von der Kurbelwelle L durch ein Seil S, welches einerseits an der Trommel M befestigt, andererseits um die hohe Scheibe K geschlungen und daran ebenfalls befestigt ist. Das Bremsen behufs Niederlassens der Last geschieht ebenfalls durch das Anziehen eines Seiles, das um eine auf M angebrachte Frictionsscheibe gelegt ist.

Zuweilen wird auch der Krahn an der Mauer eines Gebäudes befestigt, z. B. in Waarenspeichern, wo der Schnabel durch eine Thür oder Luke der Mauer aus- und eintreten kann. In solcher Art kann z. B. der Krahn, Fig. 128, aufgestellt werden. Eigenthümlich ist bei diesem Krahn der Anzug der über eine Rolle G und eine andere solche

im Schnabel geführten Kette durch die Schraube NM, deren Mutter K mit dem Kettenende durch die beiden Zugstangen HK verbunden ist. Die mögliche Hubhöhe der Last ist bei dieser Anordnung nur klein und der Wirkungsgrad wird, wie bei allen Schraubenwinden, nur ein geringer sein.

Man hat auch Krahne so eingerichtet, daß die gehobenen Lasten gleichzeitig abgewogen werden können. Eine derartige Einrichtung, auf dem Principe der George'schen Brückenwagen beruhend (Thl. II), zeigt Fig. 129. Hierbei ist der eigentliche Ausleger CDE, welcher die Windevorrichtung FG

Fig. 129.



trägt, derart mit der drehbaren Krahnsäule AB verbunden, daß er sich sammt der anhängenden Last bei C auf den Querarm UC der Säule stützt, indem durch zwei Paare Schienen PQ und RS das Umschlagen des Krahns verhindert ist. Von diesen Schienen umfassen die oberen PQ zwei Schneiden, während die unteren RS sich gegen eben solche Schneiden stemmen. Wie die gehobene Last sammt dem Ausleger durch Gewichte, welche auf die Wagschale K gelegt werden, abgewogen werden kann, bedarf keiner Erläuterung, und wenn das Verhältniß $ML : MN$ der Hebelarme des

ungleicharmigen Hebels gleich 10 angenommen wird, so genügt, wie bei einer Decimalwage, zum Tariren ein Gewicht auf der Schale *K*, welches nur dem zehnten Theile der Last gleichkommt.

Fig. 130.

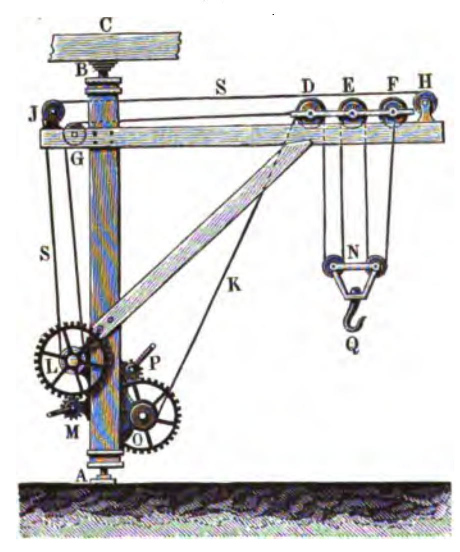
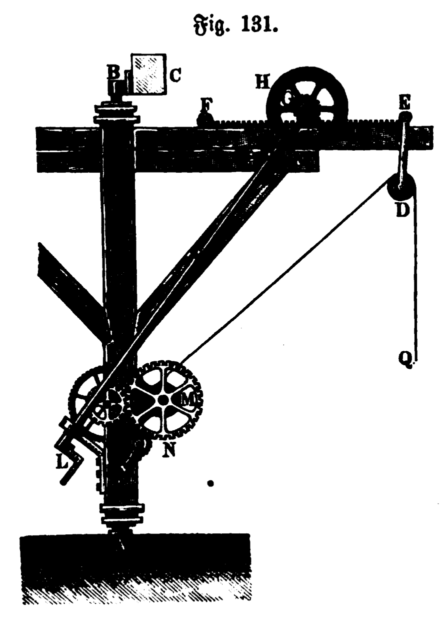


Fig. 131.



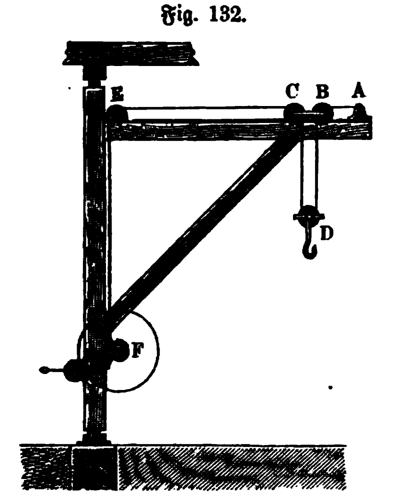
Drehkrahne, bei welchen der Abstand der Last von der Krahnsäule veränderlich ist, wie solche Krahne in Gießereien gebraucht werden, sind in den Figuren 130 und 131 dargestellt. In Fig. 130 hängt die Last *Q* an der unteren Flasche *N* eines vierrolligen Flaschenzuges, dessen obere Flasche zu einem kleinen Wagen *DF* gestaltet ist, welcher auf den Schienen des horizontalen Auslegerarmes beweglich ist. Der letztere ist hierbei aus doppelten Hölzern gebildet, durch deren Zwischenraum die Kette hindurchtritt. In welcher Weise der Anzug der Kraftkette *K* durch die Winde *PO* geschieht, ist aus der Figur ersichtlich. Um den kleinen Wagen *DF*, die sogenannte Katze, von unten bequem zu bewegen, dient das Seil *S*, welches um die festen Leitrollen *G*, *H*, *J* und um eine Windetrommel *L* geschlungen ist, welche durch die Kurbel *M* und ein Rädervorgelege gedreht werden kann. Da die beiden Seilenden an der Katze befestigt sind, so muß bei

einer Rechts- oder Linksdrehung der Trommel L die Last sich der Krahnsäule nähern oder von ihr entfernen.

Bei dem Krahne in Fig. 131 wird die Verschiebung der Last durch die auf dem Ausleger bewegliche Zahnstange EF bewirkt, welche die Rolle ED für die Kette trägt, indem ein auf der Axe G befindliches Zahngetriebe in die Zahnstange eingreift. In welcher Weise dieses Getriebe mittelst der conischen Räder K und H von der Kurbel L in Umdrehung versetzt wird, ist aus der Figur ersichtlich.

Die beiden zuletzt besprochenen Krahne sind mit dem Uebelstande behaftet, daß bei der Verschiebung der Katze die Last nicht genau in ihrer Höhenlage verbleibt, daß vielmehr in Folge der gewählten Kettenführung die Last Q um einen gewissen Betrag sinkt, wenn sie der Krahnsäule genähert wird und umgekehrt bei dem Ausfahren etwas gehoben wird. Besonders merklich tritt diese Veränderung der Höhenlage bei dem Krahne Fig. 131 ein, weniger beträchtlich ist sie wegen der mehrfachen Rollenübersetzung bei der in Fig. 130 angegebenen Anordnung. Will man diesen Uebelstand vermeiden, so hat man die Kette entsprechend zu führen, z. B. wie in Fig. 132 so, daß das Kettenende bei A befestigt ist und um B, D und C, sowie um die feste Rolle E geschlungen ist, derart, daß die Kettenlänge von F bis A bei horizontaler Verschiebung der Last in allen Stellungen dieselbe Größe hat.

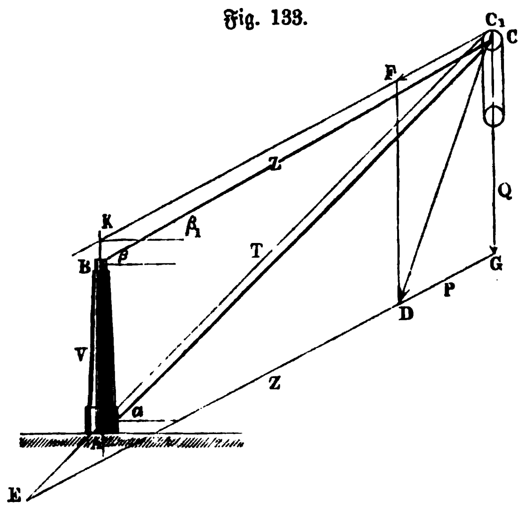
Fig. 132.



Statik der Drehkrahne. Um die Stabilitätsverhältnisse eines Drehkrahns zu bestimmen, sei ABC, Fig. 133 (a. f. S.), das durch die Mittellinien der Säule, Strebe und der Zugstangen gebildete Dreieck und möge mit α die Neigung der Strebe AC, mit β diejenige der Zugstangen BC und mit β_1 der Neigungswinkel der Zugkette K gegen den Horizont bezeichnet werden. Vorläufig werde auf das Eigengewicht des drehbaren Krahngestelles keine Rücksicht genommen, und unter P die für eine Belastung Q an der Kette erforderliche Zugkraft verstanden. Diese Kettenkraft ist durch die Anordnung von vornherein bestimmt, und zwar kann bei direct an der Kette hängender Last $P = Q$ und bei Anwendung einer losen Rolle $P = \frac{Q}{2}$ gesetzt wer- §. 33.

den, da für die vorliegende Untersuchung die Nebenhindernisse der Rollen vernachlässigt werden können. Man hat nun zur Bestimmung der Streben-

Fig. 133.



kraft T und der Stangenkraft Z die Gleichungen für das Gleichgewicht in C:

$$Q + P \sin \beta_1 + Z \sin \beta = T \sin \alpha$$

und

$$P \cos \beta_1 + Z \cos \beta = T \cos \alpha,$$

woraus man findet:

$$Z = \frac{Q \cos \alpha - P \sin (\alpha - \beta_1)}{\sin (\alpha - \beta)}$$

und

$$T = \frac{Q \cos \beta - P \sin (\beta - \beta_1)}{\sin (\alpha - \beta)},$$

oder wenn man den gewöhnlichen Fall $\beta = \beta_1$ voraussetzt:

$$P + Z = Q \frac{\cos \alpha}{\sin (\alpha - \beta)}$$

und

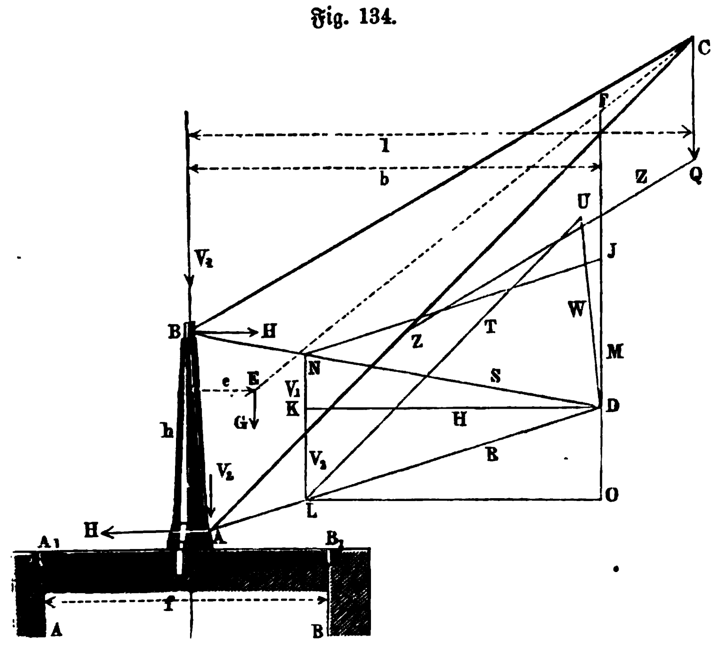
$$T = Q \frac{\cos \beta}{\sin (\alpha - \beta)}.$$

Denkt man sich in dem letzteren Falle, d. h. für $\beta = \beta_1$, in der Figur $C_1 G = Q$ und $C_1 F = P$ gemacht, und zerlegt die Mittelkraft $C_1 D$ von Q und P nach den Richtungen $C_1 E$ der Strebe und $E G$ der Zugstangen, so erhält man in $C_1 E$ die Strebenkraft T, in $E G$ die Kraftsumme $Z + P$ der Zugstangen und Ketten, und da der auf die Säule $B A$ wirkende

Verticaldruck V gleich der Belastung $Q = C_1 G$ ist, so kann man sagen, daß die in den einzelnen Gliedern des Krahndreiecks hervorgerufenen Kräfte sich wie die Längen AC, BC und AB dieser Glieder verhalten.

Die Zugstangen BC werden durch die Kraft Z auf Zerreißen in Anspruch genommen, während die Strebe nach den Regeln für die Festigkeit gegen Zerknicken zu berechnen ist, und zwar wie ein Stab, dessen beide Enden abgerundet sind, entsprechend dem mit II bezeichneten Falle in Thl. I, §. 273.

Fig. 134.



Außerdem wirkt auch noch das Eigengewicht der Stangen und der Strebe auf deren Durchbiegung, worauf bei der Berechnung der Strebe nach Thl. I, §. 278 entsprechend Rücksicht zu nehmen ist. Die Krahnsäule AB wird durch die verticale Belastung Q auf Zerknicken, außerdem aber durch das Moment der Last Q und des Eigengewichtes der Construction auf Abbrechen beansprucht. Um die Anstrengung der Säule festzustellen, muß das Eigengewicht G des drehbaren Auslegers, sowie die Anordnung der Stützlager in Betracht gezogen werden. Es sei das Gewicht G des drehbaren Krahngestelles, in dessen Schwerpunkte E, Fig. 134, im Abstande e von der Krahnsäule wirkend, so setze man diese Kraft G mit der Last Q zu einer Mittelkraft $M = Q + G$ zusammen, welche Kraft in der Verticalen FJ wirken möge. Es soll nun der Ausleger in A sich gegen die Säule stützen,

und die auf der Stützfläche daselbst normal stehende Reactionsrichtung *) durch AD gegeben sein. Diese Reaction R und diejenige S des Zapfens B müssen zusammen der Belastung $G + Q$ in FJ das Gleichgewicht halten. Der Zapfen B kann daher nur in einer Richtung wirken, welche durch den Durchschnittspunkt D von M und R hindurchgeht, d. h. also in der Richtung DB. Zerlegt man daher die Mittelkraft $M = Q + G = JD$ nach DA und DB, so erhält man in DL den auf die Säule in A vom Ausleger ausgeübten Druck R und in ND den Zug S, mit welchem der Zapfen B in Anspruch genommen wird. Zerlegt man noch diese beiden Kräfte in ihre horizontalen und verticalen Componenten, so erhält man in $OL = KD$ die beiden, gleich großen, horizontalen Kräfte H des Kräftepaares, welches, in A und B angreifend, die Säule auf Abbrechen beansprucht. Bezeichnet man mit h den verticalen Abstand der Angriffspunkte A und B und mit l, b und e die horizontalen Entfernungen der Kräfte Q, M und G von der Axe der Krahnsäule, so hat man das Bruchmoment der Säule

$$Hh = Mb = Ql + Ge.$$

Der Verticaldruck auf die Säule AB ist durch

$$V = NK + KL = Q + G$$

gegeben, und zwar wird hiervon der Betrag $NK = V_1$ direct von dem Zapfen B, der Druck $KL = V_2$ von dem conischen Halse A aufgenommen. Wenn dieser Hals, wie meistens der Fall ist, eine cylindrische Form hat, die Reaction AD also horizontal gerichtet ist, so wirkt der ganze Druck $V = Q + G$ auf den Spurzapfen B, wogegen dieser Zapfen und somit auch die Säule zwischen A und B gänzlich entlastet ist, sobald der conische Hals bei A eine solche Neigung hat, daß der Schnittpunkt D der Reaction R und der Belastung $Q + G$ in derselben Höhe mit B liegt. Bei noch höherer Lage von D würde der Zapfen B sogar nach aufwärts gezogen (s. Thl. I, Anhang, §. 38).

Will man die in dem drehbaren Gestelle zwischen A und B auftretende Zugkraft W bestimmen, so hat man die Reaction $R = LD$ nach den Richtungen der Strebe AC und der Verbindungslinie AB zu zerlegen und man erhält in $UD = W$ die Kraft in dem Gestellrahmen und in LU die Strebenkraft T. Zerlegt man noch die Last $Q = CQ$ nach den Richtungen CA und BC, so erhält man in $ZQ = Z$ die Anstrengung der Zugstangen und Ketten.

Um ein Umkippen des Krahns zu verhüten, muß der Anker $A_1 A_1$ mit einer Kraft X reagiren, welche durch die Gleichung $(Q + G)\, b = Xf$

*) Streng genommen hätte man die Reactionsrichtung der Säule um den Reibungswinkel von der Normale in A abweichend anzunehmen.

gegeben ist, wenn f die horizontale Entfernung der Anker A_1 und B_1 bedeutet. Dem hieraus folgenden Werthe von X entsprechend muß das Gewicht des von den Ankern auf jeder Seite gefaßten Mauerwerkes bemessen sein, um ein Kippen des Krahns nach jeder Richtung zu verhindern.

Die Ermittelung der in dem Krahngestelle zur Wirkung kommenden Kräfte wird in jedem Falle am einfachsten auf graphischem Wege, wie hier, geschehen können, da die analytischen Formeln in jedem einzelnen Falle eine andere, meistens sehr unbequeme Gestalt annehmen (s. hierüber auch Thl. I, Anhang, §. 38 und 46).

Die Ermittelung der zum Heben einer Last Q an der Kurbel erforderlichen Betriebskraft P ist genau in derselben Weise vorzunehmen, wie dies in §. 8 und 11 hinsichtlich der Flaschenzüge und Winden mit Vorgelege gezeigt worden ist. Bezeichnet man mit η_1 den Wirkungsgrad der Leitrolle in dem Schnabel des Krahnes incl. des etwa angewendeten Flaschenzuges, ferner mit η_2 den Wirkungsgrad der Kettentrommel und mit η_3, η_4 ... die Wirkungsgrade der auf einander folgenden Vorgelege, so hat man hier wie bei allen zusammengesetzten Getrieben den Wirkungsgrad der ganzen Hebevorrichtung zu

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \ldots$$

Die geringen Reibungswiderstände, welche in den Unterstützungsrollen der Kette auftreten, kann man in den meisten Fällen als unerheblich vernachlässigen; will man sie in Rechnung stellen, so hat man die Spannung S der Kette zwischen der Kettentrommel und der Schnabelrolle um die Größe $\varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} G_1$ größer anzunehmen, wenn G_1 das Gewicht dieses Kettenstückes und $\frac{\mathfrak{r}}{r}$ das Verhältniß der Halbmesser der Zapfen und der Rollen ist, so daß man für diese Unterstützungsrollen den Wirkungsgrad $\dfrac{S}{S + \varphi \frac{\mathfrak{r}}{r} G_1}$ in Rechnung stellen kann, welcher Werth immer nur sehr wenig von der Einheit verschieden sein wird. Wenn nun das Verhältniß der gleichzeitigen Wege der Kraft P an der Kurbel und der Last Q durch n ausgedrückt ist, so hat man wieder die Kraft

$$P = \frac{1}{\eta} \frac{Q}{n}.$$

Bei den gewöhnlichen Uferkrahnen von 100 bis 200 Centner Belastung, wie sie in der Regel mit einer losen Rolle und einer Winde mit doppeltem Vorgelege versehen sind, wird man meistens einen durchschnittlichen Wirkungsgrad von 0,75 bis 0,80 annehmen können. In jedem Falle ist eine

genauere Ermittelung des Effectes mit Hülfe der im Früheren angegebenen Formeln und Tabellen oder auf graphischem Wege leicht zu bewirken.

Auch über die Anordnung der Bremse und die zum gleichmäßigen Niederlassen der Last erforderliche Bremskraft ist bereits bei der Behandlung der Winden (§. 11) und Bremsen (Thl. III, 1, Cap. 9) das Nähere angegeben, weswegen eine Wiederholung hier überflüssig erscheint.

Eine besondere Ermittelung ist indessen noch hinsichtlich der zum Drehen oder Umschwenken des Krahns erforderlichen Kraft nothwendig. Bei dieser Drehung sind die Reibungswiderstände zu überwinden, welche das belastete Krahngestell an den beiden Zapfen der Krahnsäule findet, wogegen die aus der Trägheit der in Bewegung zu setzenden Massen folgenden Widerstände wegen der geringen Geschwindigkeit bei allen Handkrahnen außer Acht gelassen werden können.

Bezeichnet wie oben $V = Q + G$ den verticalen Druck, mit welchem das drehbare Gestell auf die Krahnsäule drückt, so wird dieser Druck bei Annahme eines cylindrischen Säulenhalses A gänzlich von dem Spurzapfen B aufgenommen, dessen Halbmesser $\mathfrak{r}$ sein mag. — Als Hebelarm für diese Spurreibung φV hat man daher den Reibungshalbmesser $^2/_3\,\mathfrak{r}$ einzuführen. Außerdem erzeugt das Kräftepaar der Horizontaldrücke H an demselben Zapfen eine Seitenreibung, deren Moment $\varphi H \mathfrak{r}$ ist, während das Reibungsmoment an dem cylindrischen Halszapfen A vom Halbmesser r wegen der Reibungsrollen durch $\varphi H r \frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}$ gegeben ist, wenn r_1 der Halbmesser einer Rolle und $\mathfrak{r}_1$ der ihres Zapfens ist. Das Moment aller Reibungswiderstände, die dem Umschwenken des Krahnes sich entgegensetzen, ist daher

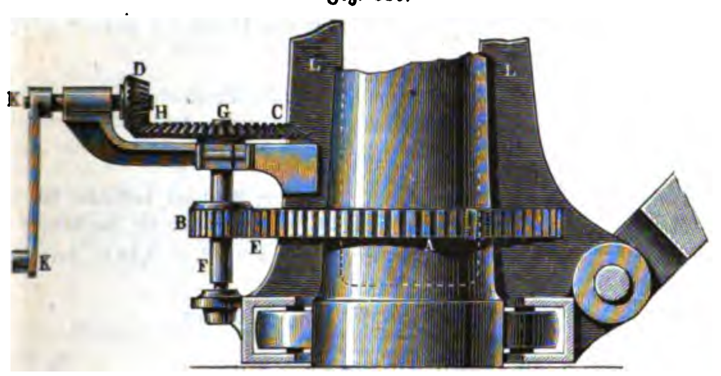
$$M = \varphi V\, ^2/_3\, \mathfrak{r} + \varphi H \left(\mathfrak{r} + r\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\right) = \varphi (Q + G)\, ^2/_3\, \mathfrak{r}$$

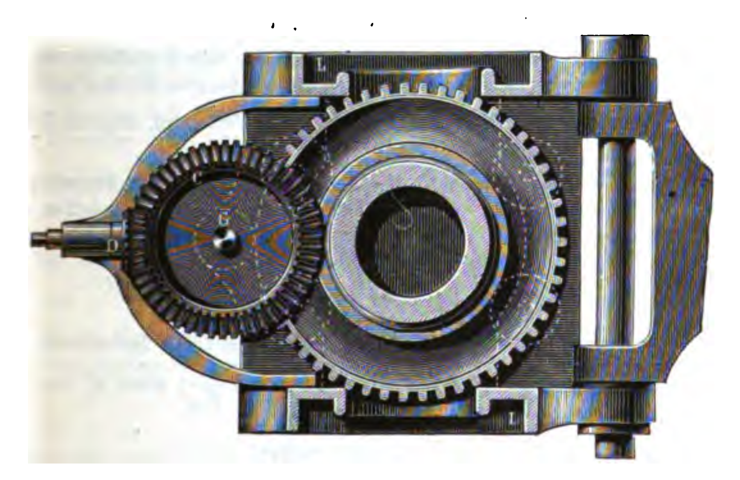
$$+ \varphi \frac{Q + G}{h} b \left(\mathfrak{r} + r\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\right) = \varphi (Q + G)\left[^2/_3\, \mathfrak{r} + \frac{b}{h}\left(\mathfrak{r} + r\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\right)\right].$$

Es sei nun, Fig. 135, $AE = a_1$ der Halbmesser des auf der Krahnsäule A befestigten Zahnrades AE, in welches ein Triebrad B vom Halbmesser b_1 eingreift, das auf der mit dem drehbaren Gestelle LL verbundenen Welle FG sitzt. Diese Welle trage ferner ein größeres conisches Rad C vom Halbmesser c, dessen zugehöriges auf der Kurbelwelle K befindliches Getriebe D den Halbmesser d haben möge, so findet man die Kraft an dem Kurbelarme K von der Länge l wie folgt. Sei P_1 der an den Zähnen des festen Rades bei E wirkende Druck und P_2 derjenige an den conischen Rädern bei H auftretende, so hat man, von Nebenhindernissen abgesehen, $P_1 b_1 = P_2 c$ und es ist daher der auf die Axe FG wirksame

Druck durch $P_3 = P_1 + P_2 = P_2 \frac{b_1 + c}{b_1}$ gegeben. Soll nun dieser Lagerdruck P_3, dessen Abstand von der Säulenmitte durch $a_1 + b_1$ ge-

Fig. 135.





geben ist, im Stande sein, die Umdrehung des Krahns zu bewirken, so muß $M = P_3 (a_1 + b_1) = P_2 \frac{b_1 + c}{b_1} (a_1 + b_1)$ sein, und man hat daher die an der Kurbel K erforderliche Druckkraft, abgesehen von den Reibungswiderständen der Zahnradvorgelege

$$P = \frac{d}{l} P_2 = \frac{d}{l} \frac{M}{a_1 + b_1} \frac{b_1}{b_1 + c},$$

worin M das im Obigen entwickelte Moment der Reibung

$$M = \varphi\,(Q + G)\left[{}^2/_3\,\mathfrak{r} + \frac{b}{h}\left(\mathfrak{r} + r\,\frac{\mathfrak{r}_1}{r_1}\right)\right]$$

bedeutet. Mit Rücksicht auf die Widerstände an den Zähnen und Zapfen der Vorgelege wird man unter Einführung des Wirkungsgrades für diese Vorgelege nach §. 3 die Kurbelkraft P etwa um 10 bis 15 Procent größer anzunehmen haben.

Beispiel. Es sind die Verhältnisse für einen Drehkrahn von 6 m Ausladung und 6000 kg Maximalbelastung zu ermitteln, dessen Ausleger eine Neigung unter 45° gegen den Horizont, und dessen Krahnsäule eine Höhe $h = 2$ m hat.

Die Kräfte Z in den Zugstangen und T in dem Ausleger verhalten sich wie die bezw. Längen der Seiten des Krahndreiecks, welche sich für die Zugstangen zu $\sqrt{4^2 + 6^2} = 7{,}21$ m und für die Strebe zu $\sqrt{2 \,.\, 6^2} = 8{,}48$ m berechnen. Daher hat man

$$Z = Q\,\frac{7{,}21}{h} = 6000\,\frac{7{,}21}{2} = 21\,630\ \text{kg}$$

und

$$T = Q\,\frac{8{,}48}{h} = 6000\,\frac{8{,}48}{2} = 25\,440\ \text{kg}.$$

Nimmt man an, daß die beiden Zugstangen allein, ohne Berücksichtigung der Kette, jene Anstrengung aushalten sollen, so ergiebt sich für eine Materialspannung $k = 6$ kg der Querschnitt jeder Stange zu $\frac{21\,630}{2 \,.\, 6} = 1803$ qmm, wozu ein Durchmesser von 48 mm gehört.

Der Ausleger wird auf Zerknicken wie eine an beiden Enden mit Abrundungen versehene Säule beansprucht, und man findet den Querschnitt F desselben nach Thl. I, §. 274 durch

$$P = F\,\frac{K_{\text{II}}}{\frac{l^2}{n^2\,u\,v} + 1}.$$

Hierin bedeutet l die Länge, K_{II} den Festigkeitsmodul des Zerdrückens, für Schmiedeeisen $K_{\text{II}} = 22$ kg; ferner v das Verhältniß $\frac{E}{K_{\text{II}}}$; wenn E den Elasticitätsmodul ($E = 20\,000$) bezeichnet und

$$u = \frac{W}{F} = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Querschnittsfläche}}.$$

Im vorliegenden Falle ist für Schmiedeeisen $v = \frac{20000}{22} = 910$, und für einen ringförmigen Querschnitt vom äußeren Durchmesser d und dem inneren Durchmesser $d_1 = 0{,}96\,d$ hat man

$$F = \frac{\pi}{4}\,(d^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4}\,(1 - 0{,}96^2)\,d^2 = 0{,}0615\,d^2$$

und

$$u = \frac{W}{F} = \frac{\frac{\pi}{64}\,(d^4 - d_1^4)}{\frac{\pi}{4}\,(d^2 - d_1^2)} = \frac{1}{16}\,(1 + 0{,}96^2)\,d^2 = 0{,}120\,d^2.$$

Setzt man diese Werthe in obige Formel ein und nimmt eine sechsfache Sicherheit an, so erhält man aus

$$6 \,.\, 25\,440 = 0{,}0615\, d^2 \frac{22}{\frac{8480^2}{9{,}87 \,.\, 0{,}120\, d^2 \,.\, 910} + 1}$$

in derselben Art, wie in dem Beispiel zu Thl. I, §. 274:

$$d = 336 \text{ mm, daher } d_1 = 0{,}96 \,.\, 336 = 322 \text{ mm},$$

also eine Blechstärke

$$\delta = \frac{d - d_1}{2} = 7 \text{ mm}.$$

Um auch die Dimensionen der Krahnsäule zu bestimmen, hat man auf das Eigengewicht des drehbaren Auslegers G Rücksicht zu nehmen. Beträgt dasselbe zufolge einer überschläglichen Ermittelung etwa 1500 kg, und hat der Schwerpunkt desselben einen Abstand von der Axe gleich 1,5 m, so findet man den Verticaldruck auf die Säule zu

$$V = Q + G = 6000 + 1500 = 7500 \text{ kg},$$

und die Horizontalkraft H des auf Abbrechen der Säule wirkenden Kräftepaares zu

$$H = \frac{6000 \,.\, 6 + 1500 \,.\, 1{,}5}{h} = 19\,125 \text{ kg}.$$

Diese Horizontalkraft sucht die hohle gußeiserne Säule abzubrechen. Giebt man derselben unten, wo sie aus der Fundamentplatte heraustritt, einen äußeren Durchmesser D und einen inneren Durchmesser $D_1 = 0{,}7\, D$, so ermittelt sich unter Annahme einer zulässigen Spannung $k = 3$ kg der Durchmesser D aus

$$H \,.\, h = 19\,125 \,.\, 2000 = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - D_1^4}{D} k = \frac{\pi}{32} (1 - 0{,}7^4)\, 3\, D^3$$

zu $D = 555$ mm oder rund 560 mm. Der innere Durchmesser beträgt daher $0{,}7 \,.\, 560 = 392$ mm, so daß die Säule an der betreffenden Stelle eine Wandstärke von $\frac{560 - 392}{2} = 84$ mm erhält. Auch der obere Zapfen wird durch den Zug H auf Bruch angestrengt. Nimmt man für diesen aus Gußstahl anzufertigenden Zapfen ein Längenverhältniß

$$\lambda = \frac{l}{d} = 1,$$

so findet man nach Thl. III, 1, §. 3 den Durchmesser zu

$$d = 2{,}26 \sqrt{P \frac{\lambda}{k}},$$

oder für $k = 10$ und $P = H = 19\,125$ kg:

$$d = 0{,}72 \sqrt{19\,125} = 100 \text{ mm}.$$

Da der Querschnitt dieses Zapfens gleich $\frac{\pi}{4}\, 100^2 = 7854$ qmm ist, so wird durch den Verticaldruck $V = 7500$ kg die Spannung in den äußersten Fasern um $\frac{7500}{7854} = 0{,}95$ kg per Quadratmillimeter einerseits vergrößert, andererseits vermindert, so daß die größte Faserspannung 10,95 kg beträgt.

Um die Windevorrichtung zu berechnen, sei angenommen, daß die Last mittelst einer losen Rolle angehängt sei, und möge der Wirkungsgrad des aus dieser losen Rolle und der festen Schnabelrolle gebildeten zweirolligen Flaschenzuges zu 0,95 angenommen werden. Dann ist die nach der Trommel geführte Kette einem Zuge unterworfen, welcher sich zu $\frac{1}{0,95}\,\frac{6000}{2} = 3160$ kg bestimmt. Diesem Zuge entsprechend ermittelt sich die erforderliche Ketteneisenstärke (s. Thl. III, 1, §. 119) zu $\delta = 0,326\sqrt{3160} = 18,3$ mm. Nimmt man dementsprechend einen Trommelhalbmesser von 0,18 m gleich etwa $10\,\delta$ an, und setzt für jedes der beiden anzuordnenden Rädervorgelege einen Wirkungsgrad von 0,90 voraus, so erhält man die Umsetzung n der beiden Vorgelege, welche erforderlich ist, wenn vier Arbeiter mit je 15 kg Druck an Kurbeln von 0,40 m Länge die Last bewältigen sollen, durch die Gleichung

$$4 \,.\, 15 \,.\, 0,4 \,.\, 0,90 \,.\, 0,90 = \frac{3160 \,.\, 0,18}{n}$$

zu $n = 29,3$. Dieses Umsetzungsverhältniß ließe sich passend erzielen durch ein Verhältniß für das erste Vorgelege von 1 : 5 und für das zweite von 1 : 5,9.

Um auch die Drehvorrichtung zu beurtheilen, findet man zunächst das zu überwindende Reibungsmoment, einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0,1$ vorausgesetzt, zu:

$$M = 0,1\,V\,{}^1/_3 \,.\, 0,100 + 0,1\,H\,{}^1/_2\,0,100 + 0,1\,H\,\frac{\mathfrak{r}}{r}\,0,28,$$

worin $\frac{\mathfrak{r}}{r}$ das Halbmesserverhältniß der Frictionsrollen etwa $^1/_4$ gesetzt werden kann. Hiermit wird

$$M = 0,1\,\frac{7500}{3}\,0,100 + 0,1\,\frac{19125}{2}\,0,100 + 0,1\,\frac{19125}{4}\,0,28 = 254,5 \text{ mkg}.$$

Hat nun das Stirnrad auf der Krahnsäule einen Halbmesser $a = 0,35$ m, das eingreifende Getriebe einen solchen $b = 0,08$ m, sind ferner die Halbmesser der conischen Räder zu $c = 0,25$ m und $d = 0,05$ m und die Kurbellänge zu 0,35 m angenommen, so erhält man unter Voraussetzung eines Wirkungsgrades $\eta = 0,85$ der Drehvorrichtung die an der Kurbel erforderliche Kraft zum Umschwenken des Krahns durch

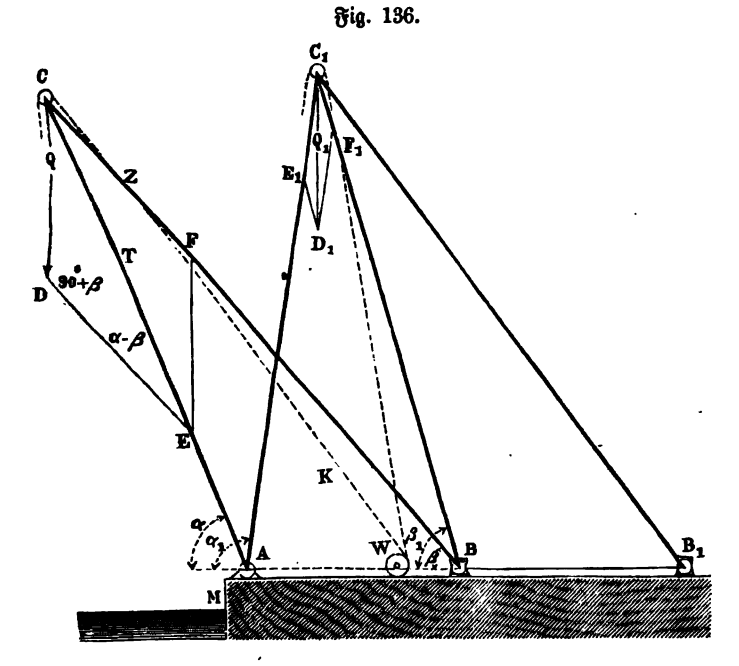
$$P = \frac{1}{\eta}\,\frac{d}{l}\,\frac{M}{a+b}\,\frac{b}{b+c} = \frac{1}{0,85}\,\frac{0,05}{0,35}\,\frac{254,5}{0,43}\,\frac{0,08}{0,33} = 24,1 \text{ kg},$$

welche Kraft durch zwei Arbeiter bequem ausgeübt werden kann.

§. 34. **Scheerenkrahne.** Zur Ausrüstung der Schiffe, Aufstellung der Masten, zum Einbau der Kessel und Maschinen in Dampfschiffen ꝛc. benutzt man große Bockgerüste, welche aus zwei langen, von der Kaimauer M, Fig. 136, aus schräg ausladenden Beinen $A\,C$ bestehen, die, bei C gegen einander geneigt, daselbst durch eine Traverse vereinigt sind, von welcher eine Kette oder eine Strebe, bezw. ein Strebenpaar CB ausgeht, das bei B dem bedeutenden Zuge dieses Gliedes entsprechend verankert ist. Die Traverse C dient gleichzeitig zur Anbringung einer festen Rolle oder der festen Flasche eines Flaschenzuges, an dessen anderer Flasche die Last Q

hängt, deren Erhebung mit Hülfe der Winde W bewirkt wird, durch welche die Kette K angezogen wird. Vermittelst dieser Anordnung, bei welcher die Füße AC auf Druck, die Stangen oder Ketten BC dagegen auf Zug beansprucht werden, kann man die Last nur in verticaler Richtung bewegen. In neuerer Zeit hat man diesen Gerüsten eine solche Anordnung gegeben, vermöge deren auch eine Bewegung der Last in horizontaler Richtung erreicht werden kann. Dies geschieht dadurch, daß man den dritten Fuß BC entweder mit seinem Fußende B in der Geraden BB_1 verschieblich macht,

Fig. 136.



wodurch der Schnabel C nach C_1 und die Last nach Q_1 gelangt, oder dadurch, daß man den Fuß BC bei fest gehaltenem Fußlager B auf die Länge BC_1 verkürzt. In beiden Fällen kann der dritte Fuß nun nicht mehr durch eine Kette ersetzt werden, da er von dem Augenblicke an einer Druckspannung unterworfen ist, in welchem die Streben AC die verticale Lage passiren. Daß hierbei der Ausleger bei A sowohl wie bei C drehbar sein muß, ist von selbst klar.

Bezeichnet man hierbei mit α den Neigungswinkel, welchen die Ebene der Füße AC mit dem Horizonte in der äußersten Ausladung bildet, und ist β dabei die Neigung der Zugstange BC gegen den Horizont, so werden, wenn man den Zug der Kette K unberücksichtigt läßt, die durch die Last Q hervor-

gerufenen Spannungen durch Zerlegung von Q nach CA und CB gefunden durch

$$CE = T = Q \frac{\cos\beta}{\sin(\alpha-\beta)} \text{ in der Strebe } AC$$

und

$$CF = Z = Q \frac{\cos\alpha}{\sin(\alpha-\beta)} \text{ in der Stange } BC.$$

Dieselben Formeln gelten auch für die Stellung $A C_1 B_1$, und man erhält hierfür die Kräfte T_1 und Z_1, wenn die Neigungen von $A C_1$ und $B_1 C_1$ gegen den Horizont α_1 und β_1 darin eingesetzt werden. Man erkennt, daß Z sein Zeichen wechselt, sobald α den Werth 90^0 überschreitet, also Z aus einer Zug- in eine Druckspannung übergeht. Die Stange BC wird daher als Strebe zu construiren und auf die Druckkraft

$$Z_1 = Q \frac{\cos\alpha_1}{\sin(\alpha_1-\beta_1)}$$

zu berechnen sein, da die Inanspruchnahme auf Druck bei einer so langen Stange jedenfalls ungünstiger ist, als diejenige durch Zug in der äußersten Stellung durch die Kraft

$$Z = Q \frac{\cos\alpha}{\sin(\alpha-\beta)},$$

obgleich diese Kraft Z größer als Z_1 ausfallen wird. Die Strebenkraft T dagegen hat, wie man leicht aus der Figur erkennt, ihren größten Werth für die größte Auslabung des Krahns, und wenn man mit 2γ den Winkel bezeichnet, unter welchem die beiden Füße AC bei C gegen einander geneigt sind, so ist jeder der Füße auf die Kraft

$$\frac{T}{2\cos\gamma} = \frac{Q}{2} \frac{\cos\beta}{\cos\gamma \sin(\alpha-\beta)}$$

zu berechnen. Diese Berechnung ist nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit (Thl. I, §. 278 u. f.) auszuführen, da die Durchbiegung durch das Eigengewicht der Streben bei deren großer Länge nicht außer Acht gelassen werden darf.

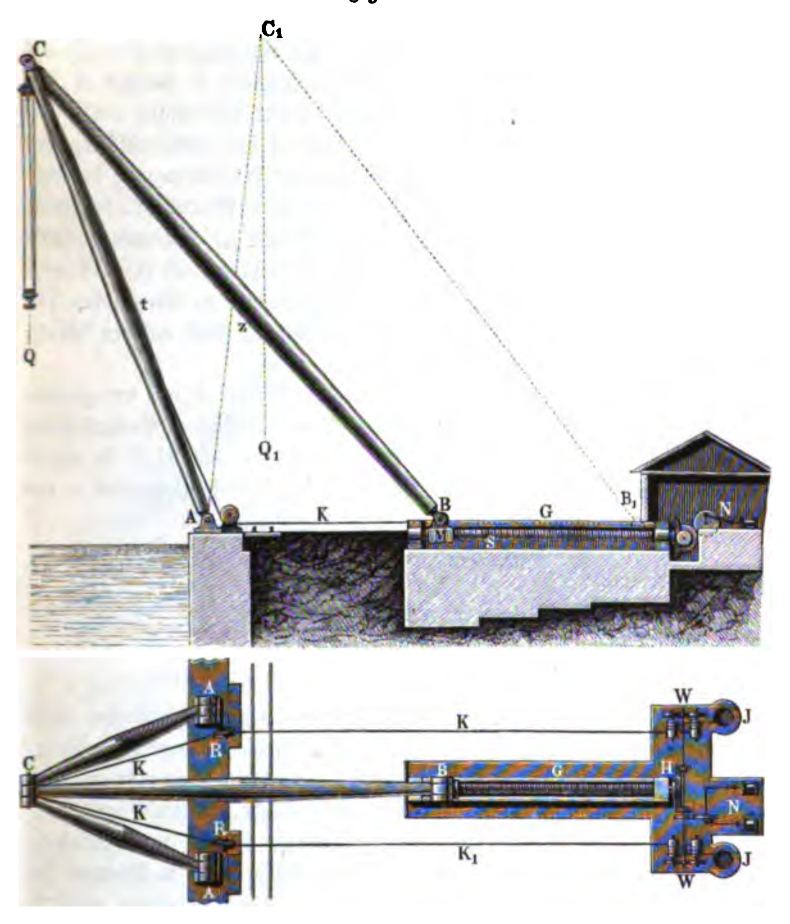
In welcher Weise der horizontale Transport der Last bewirkt wird, ist aus den folgenden beiden Figuren ersichtlich.

In Fig. 137 ist die ältere an einem Scheerenkrahne zu Pola*) angewandte Construction dargestellt, bei welcher die Strebe CB am unteren Ende B zu einer Gabel gestaltet ist, welche die Mutter einer kräftigen Schraube S an zwei Zapfen erfaßt. Da diese Mutter M in einer prisma-

*) Excursionsbericht von Riedler, Skizze 70.

tischen Führung G geleitet ist, welche die Drehung der Mutter verhindert, so muß bei einer Drehung der Schraube S die Mutter M sich von B nach B_1 verschieben, wodurch die Last von Q nach Q_1 befördert wird. Die

Fig. 137.



Drehung der Schraube S nach der einen oder anderen Richtung geschieht mit Hülfe des conischen Wendegetriebes H von einer Dampfmaschine N aus, die auch die Trommeln zweier Winden W in Bewegung setzt, deren Ketten K über feste Leitrollen R nach den von C herabhängenden Flaschenzügen geführt sind. Wegen der großen Länge der Ketten ist jede Winde mit zwei Trommeln nach Art der Fig. 53 ausgeführt, und dienen die Gruben J zur Aufnahme der frei werdenden Ketten.

Damit die Schraube S einem Zuge senkrecht zu ihrer Axe nicht ausgesetzt wird, ist das Führungsprisma G in geeigneter Weise zu formen und derartig mit dem Fundamentmauerwerk zu verankern, daß es einer vertical nach oben gerichteten Zugkraft $V = Z \sin \beta$ zu widerstehen vermag, welche Zugkraft in der äußersten Krahnstellung zur Wirkung gelangt. Auf die Schraube wird in diesem Augenblicke in ihrer Axe eine Zugkraft $H = Z \cos \beta$ ausgeübt, welche Kraft als der Widerstand in Rechnung zu bringen ist, der durch die Schraube bewältigt werden muß. Dieser Widerstand wird, wie aus dem Obigen hervorgeht, stetig kleiner und in der Verticalstellung des Krahnfußes $A\,C$ gleich Null, worauf bei weiterer Hereinbewegung der Last die Kraft Z als Druckkraft wirkt, so daß nunmehr die Mutter mit der Kraft $V = Z \sin \beta$ abwärts gedrückt wird, während auch die Schraube zwischen der Mutter und dem Rade H in ihrer Axenrichtung mit der Kraft $H = Z \cos \beta$ gedrückt wird. Der Widerstand, welchen die Schraube zu überwinden hat, geht daher von dem anfänglichen Werthe $Z \cos \beta$ durch Null auf den schließlichen Betrag $Z_1 \cos \beta_1$ über.

Bezeichnet man die horizontale Entfernung der Mutter M von der geraden Verbindungslinie der beiden Fußlager A in der äußersten Krahnstellung mit a, und mit t und z die Längen der Streben $A\,C$ und $B\,C$, so ergiebt sich die nöthige Verschiebung f der Mutter, um die Neigungswinkel α und β der Streben in diejenigen α_1 und β_1 zu verwandeln, aus

$$a = z \cos \beta - t \cos \alpha$$

und

$$a + f = z \cos \beta_1 - t \cos \alpha_1$$

durch Subtraction zu

$$f = z\,(\cos \beta_1 - \cos \beta) - t\,(\cos \alpha_1 - \cos \alpha).$$

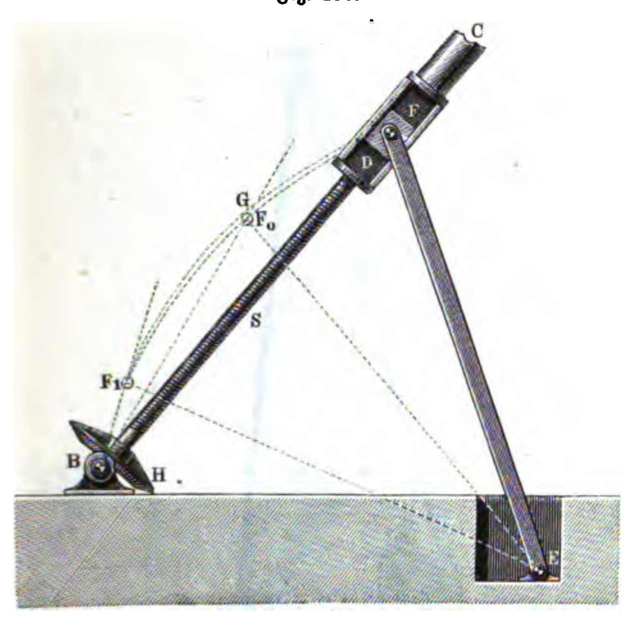
Da diese Länge bei den bedeutenden Auslabungen derartiger Krahne meist eine sehr große wird, und die Schraubenspindel auf dieser Länge ohne Unterstützung frei liegen muß, so ist eine große Stärke dieser Schraube erforderlich, wodurch namentlich auch die Reibungswiderstände bedeutende werden.

Dieser Uebelstand tritt in viel geringerem Grade bei der Construction *), Fig. 138, auf, welche von der Maschinenfabrik Waltjen in Bremen für einen großen Scheerenkrahn in Wilhelmshaven zur Anwendung gebracht worden ist. Hierbei ist die Schraubenspindel S zur Einwärtsbewegung des Krahns bei B gelenkig an ein festes Lager angeschlossen und findet ihre Mutter in dem unteren Ende der Strebe $C\,F$. Wird nun durch das conische Rad H die Schraubenspindel S von der Dampfmaschine gedreht, so schraubt sich die Mutter auf der Spindel S herab, was auf eine Verkürzung des Fußes $B\,C$ hinauskommt. Es ist leicht zu erkennen, daß die Länge der

*) S. Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. IV.

Schraube hierbei wesentlich geringer ausfällt, als dies unter sonst gleichen Verhältnissen bei dem Krahne, Fig. 137, der Fall sein würde, denn zieht man in Fig. 136 die Horizontale BB_1 durch die Axe B und macht $C_1B_1 = CB = s$, so ist in jenem Falle die Verschiebung der Mutter M

Fig. 138.



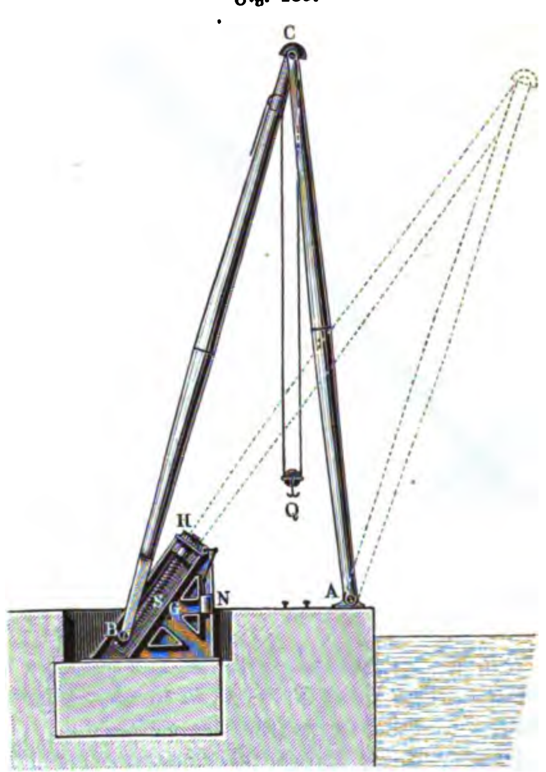
durch $f = BB_1$ gegeben, während sie bei der hier gewählten Anordnung nur $f' = CB - C_1B = C_1B_1 - C_1B$ beträgt, welche Größe als Differenz zweier Dreieckseiten immer kleiner ist, als die dritte.

Der von der Schraube zu überwindende Widerstand besteht hier in der Kraft Z der Strebe, welche Kraft auch hier anfänglich bis zur Verticalstellung des Auslegers als Zugkraft und darauf als Druckkraft wirkt.

Mit Rücksicht auf die letztere Beanspruchung wird das Ende F der Strebe durch einen um den festen Punkt E drehbaren Lenker FE geführt, welcher so anzubringen ist, daß der von dem Zapfen F dabei beschriebene Kreisbogen FF_0F_1 sich möglichst nahe der Bahn FGF_1 anschließt, in welcher der zu führende Endpunkt der Strebe CD sich bewegt. Da die Bahn dieses letzteren Punktes indeß nicht genau mit einem Kreisbogen übereinstimmt, so erkennt man die Nothwendigkeit, den Lenker EF bei F mit einem Schlittenstücke zu versehen, welches einer geringen Verschiebung in einer an der Strebe CD angebrachten Coulissenführung fähig ist.

Eine dritte Construction von Clark*), welche durch Fig. 139 veranschaulicht ist, dürfte nunmehr ohne weitere Erklärung deutlich sein. Die Schraube S ist hier in dem festen Gestelle G gelagert und ihre mit zwei Stirnzapfen versehene Mutter wird von dem gabelartigen Ende B der Strebe

Fig. 139.



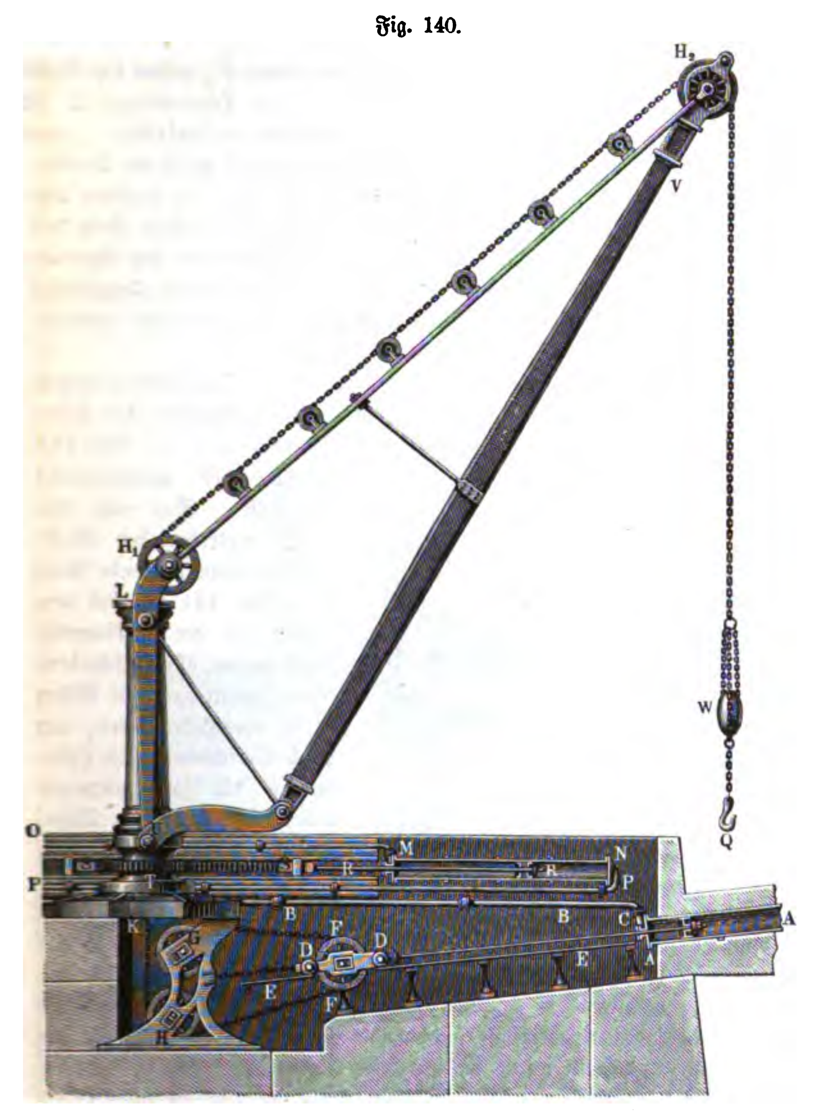
angegriffen. Die Drehung der Schraubenspindel S erfolgt hierbei mit Hülfe des Schneckenrades H, dessen Schraube ohne Ende von der Dampfmaschine N direct bewegt wird.

§. 35. **Hydraulische Krahne** sind in neuerer Zeit vielfach zur Anwendung gekommen. In Fig. 140 ist ein solcher von Armstrong ausgeführter Krahn dargestellt. Um den festen hohlen Ständer KL dreht sich hier der Ausleger UV, welcher die beiden Kettenrollen H_1 und H_2 zur Leitung der genau in der Axe des Ständers geführten Kette trägt. Die letztere, welche

*) S. Excursionsbericht von Riedler, Skizze 71.

am freien Ende direct mit dem Lasthaken zur Aufnahme der Last Q sowie mit einem Contregewicht W zur Rückführung versehen ist, findet sich am

Fig. 140.

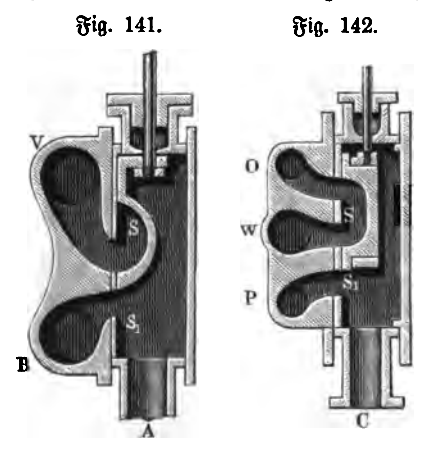


Zugende nach Umführung um die Rollen H, F und G an dem Wagen DD befestigt, welcher die lose Rolle F trägt. Wird dieser Wagen mit der Rolle F

auf der geneigten Schienenbahn EE durch die Kolbenstange des in dem Cylinder A beweglichen Kolbens angezogen, so wird bei der gewählten Kettenführung die Last Q um nahe den dreifachen Betrag der Kolbenbewegung gehoben. Die Rückwärtsbewegung des Wagens erfolgt durch dessen eigenes Gewicht vermöge der Neigung der Bahn E, wobei die Kette durch das Gegengewicht W straffgezogen wird. Der Hebecylinder A ist daher als eine einfach wirkende Wassersäulenmaschine aufzufassen. Zur Drehbewegung des Auslegers dagegen dient eine doppelt wirkende Wassersäulenmaschine, deren Cylinder durch MN dargestellt ist. Je nachdem das vom Accumulator kommende Kraftwasser auf die eine oder andere Seite des Kolbens R geleitet wird, schiebt sich die Kolbenstange RR in den Cylinder hinein oder aus demselben heraus, wobei die mit R verbundene Zahnstange S das an dem Ausleger befestigte Zahnrad T in dem einen oder anderen Sinne herumdreht.

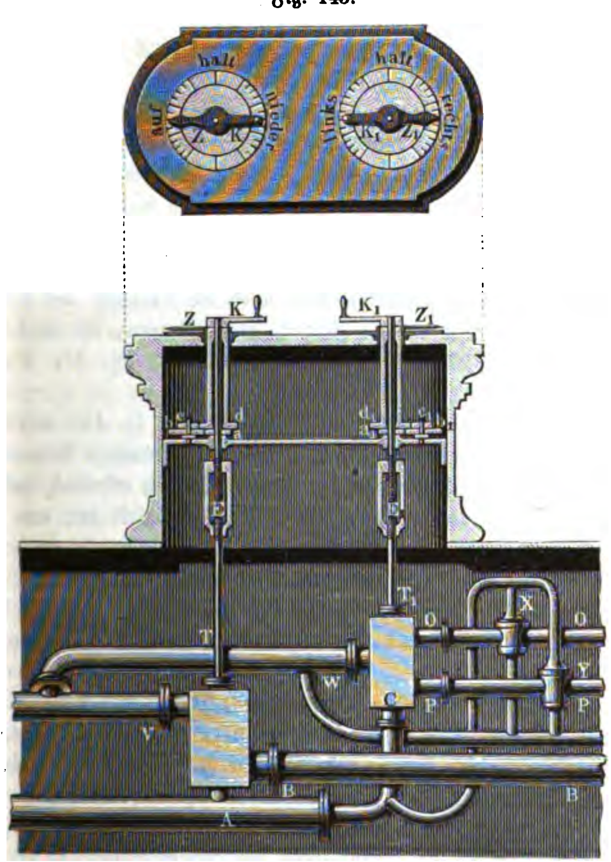
Das regelmäßige Spiel des Krahnes wird mittelst Schiebersteuerungen durch die Hand bewirkt. In Fig. 141 ist die Steuerkammer des Hebecylinders und in Fig. 142 diejenige des Drehcylinders dargestellt. Das mit dem Zuführungsrohre des Kraftwassers communicirende Rohr A in Fig. 141 gestattet dem Wasser in der gezeichneten Stellung des Muschelschiebers S den Zutritt durch die Röhre B in den Hebecylinder, um durch Verschiebung des Hebekolbens die Last emporzuziehen. Wird jedoch der Schieber nach S_1 heruntergeschoben, so wird dem in dem Cylinder befindlichen Wasser ein Ausweg aus B durch die Schieberhöhlung nach dem Abflußrohre V ermöglicht. Soll hierbei eine Last gesenkt werden, so hat man es in der Gewalt, durch Drosselung des Durchflußprofils S_1 die Bewegung zu reguliren, so daß hier, wie überhaupt bei allen hydraulischen Hebevorrichtungen, eine Bremse nicht nöthig ist. Ebenso bedarf es für den Stillstand der Last in irgend welcher Höhe keines Sperrrades und Sperrkegels, indem zum Sperren dem Schieber S nur die Mittelstellung zu ertheilen ist, in welcher der untere Schieberlappen gerade die Oeffnung S_1 verdeckt, wodurch die Communication des Cylinders weder mit A noch mit V ermöglicht ist.

Fig. 141. Fig. 142.



Die Steuerung der doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine zur Umdrehung des Krahnes ist hiernach aus Fig. 142 ohne Weiteres verständlich, wenn nur bemerkt wird, daß hierbei das Kraftwasser durch *C* eintritt und durch *W* abgeführt wird, während die beiden Röhren *P* und *O* mit den Enden des Drehcylinders vor und hinter dem Kolben in Verbindung stehen.

Fig. 143.



Die Uebereinstimmung dieser Schieber mit denjenigen der einfach- bezw. doppeltwirkenden Dampfmaschinen ist ersichtlich.

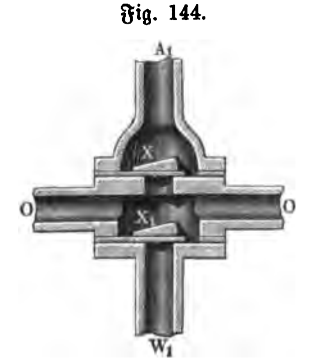
Die Bewegung der Steuerungsschieber erfordert erhebliche Kraft, indem die zwischen dem Schieber und seiner Gleitfläche auftretende Reibung überwunden werden muß, welche durch den bedeutenden Druck des Kraftwassers auf die Rückfläche des Schiebers hervorgerufen wird. Aus diesem Grunde

16*

können die Schieber in der Regel nicht in der einfachen Art durch Hebel bewegt werden, wie dies bei der Ventilsteuerung der hydraulischen Hebevorrichtung, Fig. 73 und Fig. 77, geschieht, sondern man hat die Kraft der Hand noch durch geeignete Getriebe zu steigern. Aus Fig. 143 (a. v. S.) ist die Bewegung der Schieber durch Schraubenspindeln E und E_1 ersichtlich, deren Muttergewinde in den rahmenförmigen Köpfen der Schieberstangen T und T_1 befindlich sind. Um die Stellung der Schieber jederzeit von außen ersehen zu können, sind noch die Zeiger Z und Z_1 über zwei horizontalen Zifferblättern drehbar angebracht, und ist die Anordnung so getroffen, daß jeder dieser Zeiger höchstens eine Umdrehung vollführt, wenn der zugehörige Schieber den Weg zwischen seinen äußersten Lagen zurücklegt. Zu diesem Behufe sind die Kurbeln K fest mit den Schraubenspindeln, die Zeiger Z aber mit cylindrischen Röhren oder Hülsen verbunden, welche lose auf die Schraubenspindeln gesteckt sind. Durch die Zahnräder a, b, c, d, von denen a auf der Schraubenspindel, d auf der Zeigerhülse und $b\,c$ auf einem besonderen Bolzen befindlich sind, wird die Drehung der Kurbel in ähnlicher Art vermindert auf die Zeigerhülse übertragen, wie dies bei dem Thl. III, 1, Fig. 127 besprochenen doppelten Vorgelege der Drehbänke geschieht.

Um die nachtheiligen Wirkungen der bereits oben (§. 18) besprochenen Wasserstöße zu beseitigen, welche beim jedesmaligen plötzlichen Absperren eintreten, und welche insbesondere bei der Drehvorrichtung erheblich sind wegen der verhältnißmäßig großen horizontalen Geschwindigkeit der am Krahnschnabel hängenden Last, sind besondere Sicherheitsventile in den Verbindungsröhren O und P zwischen dem Drehcylinder und seinem Schieberkasten T_1 angeordnet. Solche Ventile, deren Kammern durch X und Y bezeichnet sind, befinden sich immer paarweise in demselben Ventilgehäuse, wie durch Fig. 144 dargestellt ist. Von diesen Ventilen X und X_1 dient das eine X als Sicherheitsventil, auf welchem von oben der Druck des Kraftwassers in der Röhre A_1 lastet, während das andere Ventil X_1 als Saugventil wirkt, indem es unterhalb durch W_1 mit dem Abflußrohre W (Fig. 143) in Verbindung steht. Nach dem in §. 18 Gesagten ist ersichtlich, daß beim plötzlichen Abschluß des Schiebers der Drehvorrichtung das aus dem Cylinder durch die eine Röhre, etwa O, abfließende Wasser vermöge der lebendigen Kraft des bewegten Auslegers ein Oeffnen von X bewirkt, so daß eine kleine

Fig. 144.



Quantität Wasser aus dem Drehcylinder nach dem Accumulator zurückgepreßt wird, während in dem anderen Rohre P durch die entstehende Luftleere das Ventil X_1 gehoben und etwas Wasser aus dem Rücklaufrohre W angesaugt wird. Außer den Kurbeln für die Bewegung der Schieber ist häufig noch eine dritte Kurbel zur Bewegung eines Regulirventils im Zuflußrohre des Kraftwassers vorhanden.

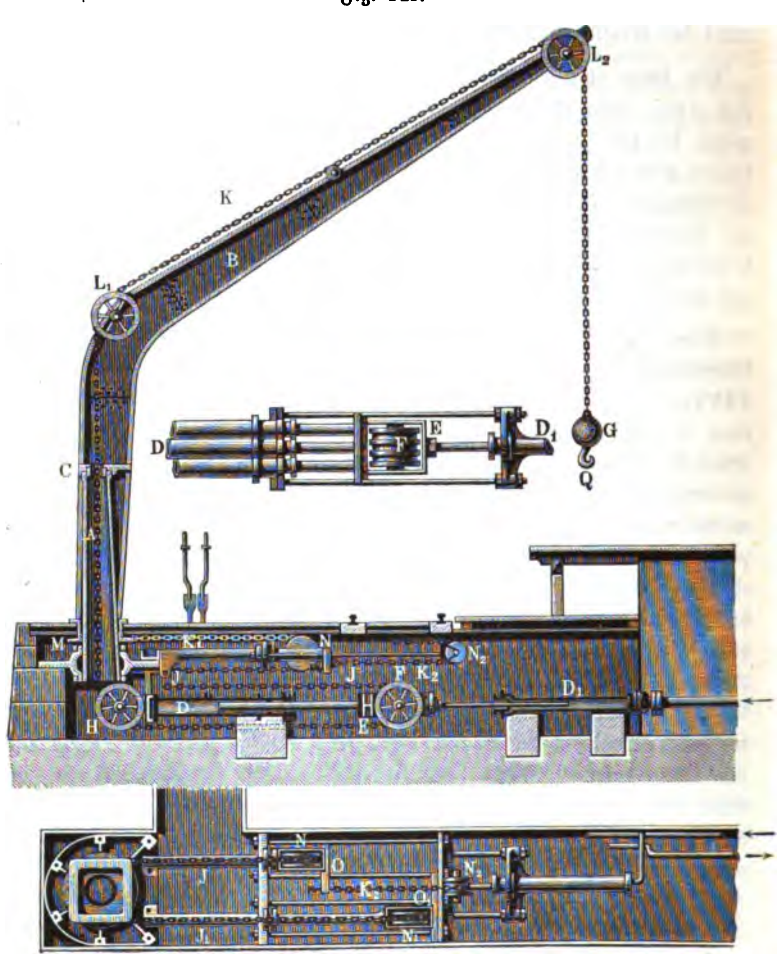
Wie schon oben erwähnt worden, pflegt man Kolben, welche, wie in Fig. 140, nach Art der Dampfkolben in ausgebohrten Cylindern dicht gehen, bei hydraulischen Hebevorrichtungen nur selten anzuwenden, vielmehr bedient man sich meistens der cylindrisch abgedrehten Plungerkolben, deren Dichtung wie bei hydraulischen Pressen in Stopfbüchsen geschieht. Auch für die Drehvorrichtung bedient man sich dieser Plungerkolben, und muß, da dieselben nur einfach wirkend sein können, zwei solcher Cylinder verbinden, um ein Drehen des Auslegers nach beiden Richtungen zu erlangen.

Eine solche Einrichtung zeigt u. A. der Krahn, welcher im Hafen zu Geestemünde *) in zehn Exemplaren zur Ausführung gekommen ist, Fig. 145 (a. f. S.). Der nach dem Fairbairn'schen Systeme construirte Ausleger B dreht sich hier mit der Traverse C auf dem hohlen Spurzapfen der festen Krahnsäule A, in deren Axe die Kette K aufsteigt. Letztere ist über die Leitrollen L_1 und L_2 nach der Spitze des Auslegers geführt und nimmt an ihrem Ende die Last Q und ein Gegengewicht G auf, das zum Straffziehen der Kette dient, wenn der Lasthaken leer niedergeht. Drei neben einander liegende horizontale Cylinder D sind zum Heben der Lasten angebracht, und zwar derart, daß entweder der mittlere Cylinder bei Lasten bis zu 20 Centner allein, oder die beiden äußeren Cylinder allein bei Lasten bis 30 Centner, oder alle drei Cylinder bei Lasten bis 50 Centner zur Wirkung kommen. Diese Anordnung ist gewählt worden, um eine möglichst ökonomische Verwendung des Kraftwassers zu erreichen. Die drei Kolben sind mit einem rahmenförmigen Querhaupte E versehen, welches mit den drei darin befindlichen Kettenrollen F die bewegliche Flasche eines Flaschenzuges bildet, deren feste ebenfalls mit drei Rollen versehene Flasche durch H angedeutet ist. Die Bewegung der Kolben wird somit sechsfach vergrößert. Zur Zurückführung der Kolben beim Sinken des leeren Kettenhakens ist hier die Traverse E mit dem Kolben eines Gegencylinders D_1 verbunden, welcher letztere stets mit dem Kraftwasserzuleitungsrohre in Verbindung steht. Hierdurch wird erreicht, daß durch den Druck dieses Gegencylinders eine Zurückführung der Kolben bewirkt wird, sobald das in den Hebecylindern zur Wirkung gekommene Wasser entlassen wird, ohne daß es einer

*) Zeitschr. d. Hannov. Arch.- u. Ing.-Vereins 1866.

besonderen Steuervorrichtung für den Gegencylinder bedarf. Natürlich werden die Hebecylinder nur mit ihrem Ueberdrucke über die Kraft des Gegenkolbens wirken können.

Fig. 145.



Zum Umschwenken des Krahns ist der Ausleger mit einer am Umfange gezahnten Kettenrolle M versehen, um welche eine Kette K_1 geschlungen ist, deren beide Enden an zwei Drehcylindern J und J_1 befestigt sind, nachdem sie zuvor um die losen Rollen N und N_1 geführt sind, die in den Quer-

häuptern der Drehkolben O und O_1 sich befinden. Denkt man die beiden Drehcylinder derartig mit einem Steuerungsschieber wie in Fig. 142 verbunden, daß der eine Cylinder immer mit der Abflußröhre verbunden ist, wenn in den anderen das Kraftwasser Zutritt hat, so muß ein Herausschieben des einen Drehkolbens O aus seinem Cylinder J außer einer Umschwenkung des Auslegers auch ein Einschieben des anderen Kolbens O_1 in seinen Cylinder J_1 zur Folge haben. Die beiden einfach wirkenden Cylinder J und J_1 wirken daher wie eine doppeltwirkende Wassersäulenmaschine und gestatten eine beliebige Umschwenkung des Krahnes nach jeder Seite. Wegen der losen Rollen N und N_1 erzeugt die Bewegung jedes Drehkolbens um die Länge s einen Anzug der Kette K_1 um die Größe $2s$, und daher eine Winkeldrehung des Auslegers um

$$\omega = \frac{2s}{2\pi r},$$

wenn r den Halbmesser der Kettenrolle M bedeutet. Der Hub der Drehcylinder ist so bemessen, daß der Ausleger aus seiner mittleren Stellung, in welcher der Schnabel seine größte Ausladung nach der Wasserseite hin hat, nach jeder Seite um 0,6 einer Drehung ausschlagen kann, so daß die totale Drehbewegung 1,2 einer ganzen Umdrehung beträgt. Demgemäß bestimmt sich bei einem Halbmesser der Kettenrolle $r = 0{,}380$ m der Schub jedes Hebekolbens zu

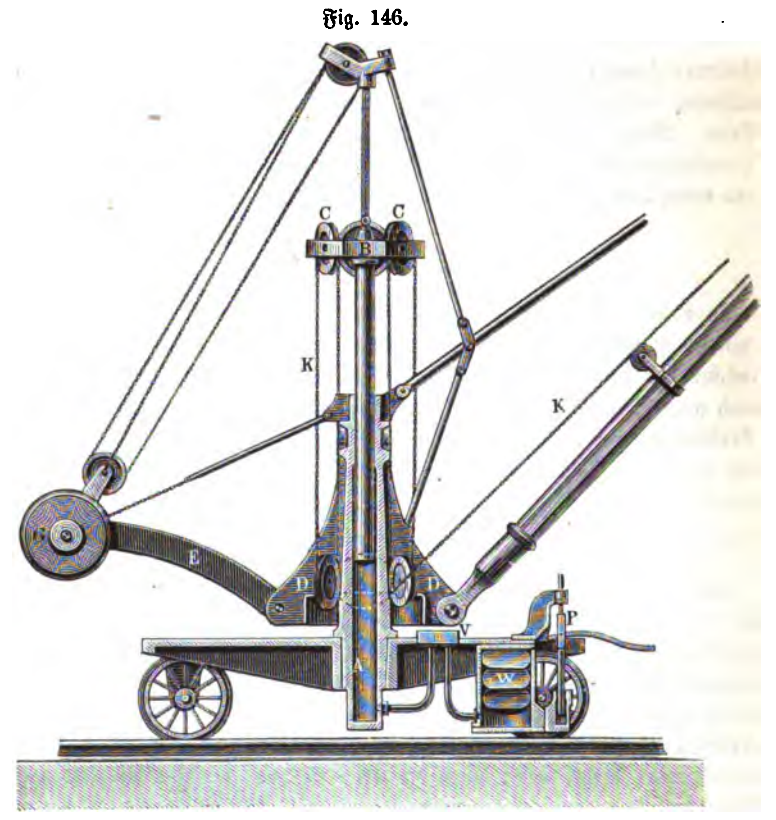
$$s = \frac{1}{2}\, 1{,}2 \,.\, 2\pi r = 3{,}77 \,.\, 0{,}380 = 1{,}43 \text{ m}.$$

Um die Kette K_1 der Drehvorrichtung immer gespannt zu erhalten, sind die beiden Kreuzköpfe der Drehkolben O und O_1 noch durch eine Kette K_2 verbunden, welche über eine feste Rolle N_2 geführt ist. Diese Kette wird namentlich dann zur Wirkung kommen, wenn die Umschwenkung des Krahnes durch plötzliches Absperren des Kraftwassers angehalten wird, in welchem Falle der Ausleger vermöge seiner erlangten Geschwindigkeit sich noch ein wenig weiter dreht, wobei durch die Kette K_1 zwar der eine Drehkolben in seinen Cylinder hineingezogen wird, der andere Kolben aber nicht aus seinem Cylinder heraustreten würde, wenn nicht die Kette K_2 in diesem Falle einen Zug auf ihn ausübte. Die Steuerung der Drehcylinder geschieht hier durch einen Schieber von der Art, wie ihn Fig. 142 darstellt, während für die Hebevorrichtung eine Ventilsteuerung zur Verwendung gebracht ist.

Von eigenthümlicher Anordnung ist der von Ritter in Altona angegebene hydraulische Krahn, Fig. 146 (a. f. S.), bei welchem die Krahnsäule A den Hebecylinder bildet, dessen Kolben in seinem Querhaupte B mit drei unter 120° gegen einander geneigten Rollen C versehen ist. Um letztere und um drei *feste* Rollen D im Fußgestelle ist die Kraftkette K so geführt, daß eine

sechsfache Vergrößerung des Kolbenweges erreicht wird. Das Wasser wird hierbei durch eine Handpumpe *P* aus einem Behälter *W* angesaugt, welcher oberhalb geschlossen ist, um gleichzeitig als Windkessel zu dienen, und in den Hebecylinder hineingepreßt. Beim Niederlassen der Last *Q* tritt das Wasser aus dem Hebecylinder in diesen Windkessel zurück, dabei die Luft com-

Fig. 146.



primirend und gleichzeitig ein um den Hebel *E* schwingendes Gegengewicht *G* erhebend. Durch Einwirkung dieses Gegengewichtes und den Druck der comprimirten Luft in dem Behälter *W* wird nach Abnahme der Last der Kettenhaken wieder in die Höhe gezogen und der Hebekolben emporgedrückt. Diese letztere Einrichtung gewährt namentlich in dem Falle besondere Vortheile, wo es sich um ein Absetzen oder Niederlassen von Lasten handelt. *V* ist ein Wechselventil, welches ermöglicht, das Wasser aus dem Cylinder *A* anzusaugen und in den Behälter *W* zu drücken oder umgekehrt. Dieser

Krahn ist als Rollkrahn construirt, worüber im folgenden Paragraphen ein Näheres angegeben wird.

Beispiel. Wenn ein hydraulischer Krahn nach Art des in Fig. 145 dargestellten eine Last von 2000 kg heben soll, und der Druck des Accumulators entspricht einer Wassersäulenhöhe von 500 m, so ermitteln sich die Verhältnisse wie folgt.

Es sei F der Querschnitt des Treibkolbens und f derjenige des Gegenkolbens, und es sei durch einen sechsrolligen Flaschenzug die Bewegung des Kolbens auf die Lastkette übertragen, so hat man, unter Annahme eines Wirkungsgrades $\eta = 0{,}75$ für die Hebevorrichtung, die Gleichung

$$(F - f) . 500 . 1000 \text{ kg} = \frac{1}{0{,}75}\, 6 . 2000,$$

woraus der Ueberschuß der Kolbenfläche des Hebecylinders über diejenige des Gegencylinders

$$F - f = 0{,}032 \text{ qm}$$

folgt.

Die Größe f bestimmt sich mit Rücksicht darauf, daß der Druck des Kraftwassers f 500 . 1000 auf den Gegenkolben genügen muß, um außer den Stopfbüchsenreibungen das gebrauchte Wasser aus dem Hebecylinder in die Rücklaufcisterne zu drücken. Denkt man sich zu der Höhe (10 m) der letzteren die schädlichen Widerstände in der Rücklaufröhre als Wasserstandshöhe mit noch 10 m hinzugefügt, so hat man zur Bestimmung von f die Gleichung

$$f . 500 . 1000 = F\,(10 + 10)\; 1000,$$

also

$$f = 0{,}04\, F,$$

daher

$$F - f = 0{,}96\, F = 0{,}032 \text{ qm}$$

oder

$$F = 0{,}0333 \text{ qm} \quad \text{und} \quad f = 0{,}04\, F = 0{,}00133 \text{ qm}.$$

Man hat daher dem Hebekolben den Durchmesser von 0,206 m und dem Gegenkolben einen solchen von 0,041 m zu geben. Soll die Last auf die Höhe von 12 m gehoben werden, so ist den Kolben wegen der sechsfachen Uebersetzung ein Hub von 2 m zu geben.

Um die Drehvorrichtung zu bestimmen, denke man sich in der im §. 33 gezeigten Weise das Moment M der Reibungswiderstände berechnet. Gesetzt, dasselbe sei zu $M = 300$ mkg gefunden. Die Scheibe, über welche die Kette der Drehcylinder geführt ist, habe einen Halbmesser von 0,3 m und sei jeder Drehkolben in seinem Kreuzkopfe mit einer losen Rolle zur Bewegungsverdoppelung versehen. Alsdann entspricht der Ueberdruck des Kraftwassers auf den einen Kolben über den Druck der Rücklaufcisterne auf den anderen Kolben nach den oben gemachten Angaben einer Wassersäule von 500 — 20 = 480 m. Setzt man noch einen Wirkungsgrad von 0,80 für die Drehvorrichtung voraus, so ergiebt sich der Querschnitt F jedes der beiden Drehcylinder durch

$$0{,}80\; F\; 480 . 1000 . 0{,}3 = 2 . 300$$

zu

$$F = 0{,}0052 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser von 0,081 m gehört. Der Hub, welcher den Drehkolben

ertheilt werden muß, richtet sich nach dem Ausschlagswinkel, um welchen der Ausleger drehbar sein soll. Man pflegt diesem Ausleger von der mittleren Stellung, in welcher er senkrecht zur Kammer steht, nach jeder Seite hin etwas mehr als eine halbe Drehung, etwa um 200° zu gestatten, demgemäß muß im Ganzen eine Kettenlänge um die Drehscheibe spielen von

$$\frac{2 \, . \, 200}{360} \pi \, . \, 0{,}6 = 2{,}094 \text{ m}$$

und jeder Drehkolben hat wegen der losen Rolle in seinem Kreuzkopfe einen Hub von 1,047 m zu machen.

§. 36. **Rollkrahne.** Beim Bauwesen, auf Bahnhöfen und in Häfen braucht man öfter Krahne, welche an verschiedenen Stellen in Betrieb genommen werden können. Man macht den Krahn in solchem Falle transportabel, indem man die Krahnsäule nebst dem Ausleger nicht mehr auf ein festes Fundament, sondern auf einen niedrigen Wagen setzt, welcher auf einem Schienengeleise fortgerollt werden kann, und bezeichnet diese Maschine kurz mit dem Namen Rollkrahn. Man kann mit diesen Krahnen natürlich auch die gehobenen Lasten horizontal in der Richtung des Geleises transportiren, in welchem Falle der Krahn die Stelle eines Wagens vertritt. Dieser Fall findet indessen nur ausnahmsweise statt, etwa wenn der Krahn als Mittel zum Versetzen der Maschinentheile in größeren Montirungsräumen dient.

Die Rollkrahne kommen sowohl als Handkrahne wie namentlich für größere Leistungen als solche mit Dampfbetrieb vor. Der in Fig. 146 angegebene hydraulische Krahn von Ritter, welcher zu den Handkrahnen zu rechnen ist, muß als seltener vorkommende Ausnahme betrachtet werden. Bei den Krahnen mit Dampfbetrieb hat man die eigentlichen Dampfkrahne, d. h. diejenigen, bei welchen auf dem Krahnwagen auch die besondere Dampfmaschine mit ihrem Kessel Platz findet, von denjenigen Krahnen zu unterscheiden, deren Bewegung durch eine Transmission von einer zu anderen Zwecken aufgestellten festen Kraftmaschine bewirkt wird. In neuerer Zeit hat man sich zum Betriebe solcher transportabelen Krahne mit großem Vortheile der Seiltransmissionen bedient.

Zu den beiden Bewegungen, welche die Hebung resp. Senkung der Last, sowie die Umschwenkung des Auslegers bezwecken, kommt bei den Rollkrahnen noch eine dritte, das Fortrollen des Krahns auf seiner Bahn erzielende Bewegung hinzu. Bei leichteren Handkrahnen kann dieses Fortrollen durch directen Zug der Arbeiter oder angespannter Pferde geschehen, bei größeren Ausführungen pflegt man auch wohl die eine, oder jede der beiden Laufaxen mit einem Zahnrade zu versehen, welches durch Rädervorgelege von einer Kurbelwelle aus gedreht wird. Diese Kurbel wird auch zuweilen bei Dampfkrahnen durch Menschenhand in Bewegung gesetzt, da die Verbindung derselben mit der um die Krahnsäule drehbar anzuordnenden Dampfmaschine zu

mancherlei constructiven Unbequemlichkeiten führt. Zuweilen wird auch das Fortrollen des Krahns auf seiner Bahn durch die Lastwinde bewirkt, indem man die Lastkette möglichst weit aussteckt und den Haken an einen festen

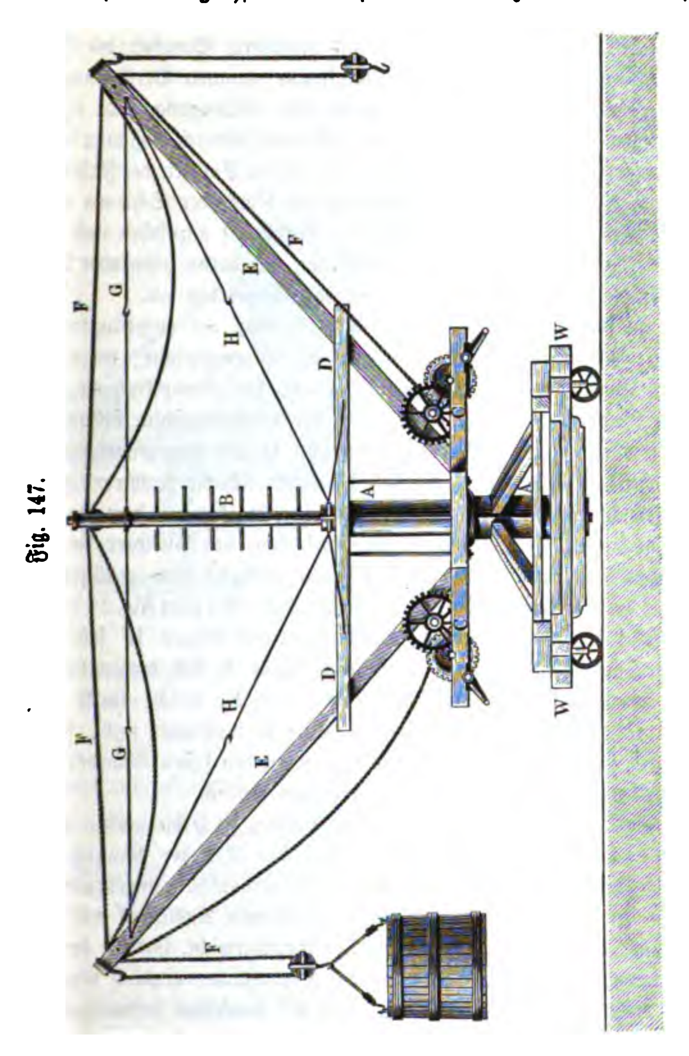


Fig. 147.

Punkt der Bahn anhängt, so daß nun beim Anziehen der Kette durch die Winde in Folge des schrägen Kettenzuges der Krahn nach dem festen Punkte sich hinbewegen muß. Dieses Mittel ist indeß nur mit Vorsicht zu gebrauchen, da hierbei unter Umständen ein Umkippen des ganzen Krahns, oder

ein Bruch des für eine solche Anstrengung meist nicht construirten Auslegers herbeigeführt werden kann. Bei Rollkrahnen auf Eisenbahnhöfen wird man die Versetzung des Krahnes am leichtesten durch Vorspannen einer Locomotive bewirken können.

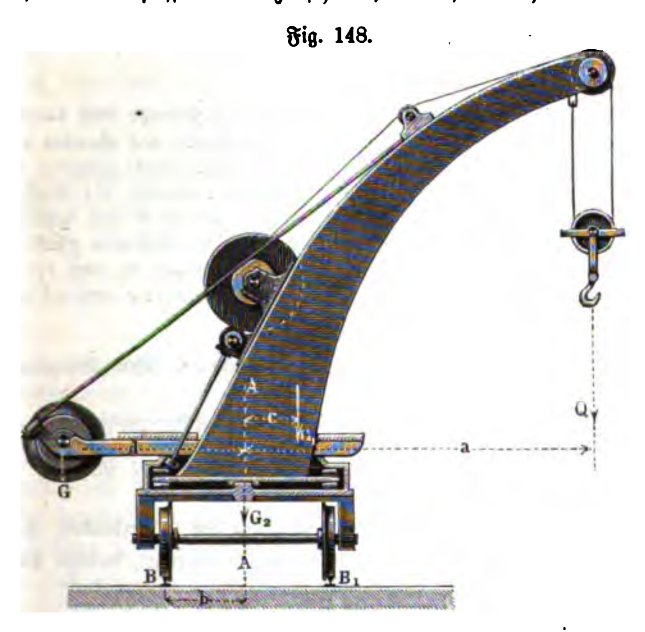
Bei allen Rollkrahnen hat man mit besonderer Sorgfalt die Frage der Stabilität zu prüfen, welche letztere durch eine geeignete Vertheilung der Gewichte erstrebt werden muß. Nur wenn diese Bedingung nicht ohne große Schwierigkeiten zu lösen ist, hilft man sich wohl dadurch, daß man den Krahn durch zangenartig wirkende Klammern mit festen Punkten der Fahrbahn verbindet, z. B. indem man die Klammern die Köpfe der Schienen umgreifen läßt. Dieses Mittel ist immer nur als Nothbehelf anzusehen und natürlich überhaupt nicht anwendbar, wenn der Krahn mit daran hängender Belastung bei seitlicher Stellung des Auslegers fortgerollt werden soll.

Um ein Umschlagen des Krahns unter Einfluß der angehängten Last zu verhüten, bedient man sich fast immer der Gegengewichte, wozu entweder wirkliche Gewichtsmassen, oder, wie z. B. bei den Dampfkrahnen, vortheilhaft die Gewichte des Dampfkessels und der Dampfmaschine benutzt werden. Da diese Gegengewichte immer mit der Last Q auf entgegengesetzten Seiten der Krahnsäule sich befinden müssen, so ergiebt sich die Nothwendigkeit, diese Gegengewichte mit dem drehbaren Ausleger, nicht aber mit dem Krahnwagen fest zu verbinden. Unter Umständen führt man den Ausleger doppelt und mit doppelter Winde aus, wodurch man meistens eine genügende Ausgleichung der Gewichte erlangt. Einen Krahn dieser Art zeigt Fig. 147 (a. v. S.). Hier ist AA ein hohler, auf dem vierrädrigen Wagen W fest stehender Ständer, in dessen Höhlung die stehende Welle B sich drehen kann. Die beiden durch Zangen D verbundenen Streben E, welche durch die Zugstangen G und H mit der stehenden Welle B verbunden sind, stützen sich mit einem Halsringe der Plattform CC gegen den festen Ständer A. Die übrige Einrichtung ist nach dem Vorstehenden deutlich.

Um die Stabilität eines Rollkrahns zu prüfen, sei Q die größte zu hebende Last und a der horizontale Abstand von der Axe der Krahnsäule AA, Fig. 148, und G das im Abstande d von der Krahnsäule angebrachte Gegengewicht. Ferner sei G_1 das Gewicht des drehbaren Auslegers mit Einschluß aller damit verbundenen Theile ohne das Gegengewicht, sowie c der Abstand des Schwerpunktes dieser Theile von der Krahnsäule. Endlich bezeichne G_2 das Gewicht des Krahnwagens incl. aller mit demselben verbundenen Theile wie der Krahnsäule, die in vorliegendem Beispiele auf einen Mittelzapfen zusammengeschrumpft ist, und $2b$ sei die Spurweite der Schienen BB_1. Für die Sicherheit gegen Umkippen ist es nun erforderlich, daß die Mittelkraft aller dieser Gewichte im belasteten sowohl wie im unbelasteten Zustande des Krahns noch genügend weit innerhalb der Schienen von diesen entfernt

bleibt. Es möge angenommen werden, daß diese Mittelkraft den Abstand νb von der Krahnsäule nicht überschreiten solle, worin ν ein echter Bruch sein soll, den man passend etwa zwischen 0,8 und 0,9 annehmen kann. Unter

Fig. 148.



dieser Voraussetzung erhält man die Bedingung des Gleichgewichtes für den belasteten Krahn:

$$Q(a - \nu b) = G_1(\nu b - c) + G_2 \nu b + G(d + \nu b) \quad . \; . \; (1)$$

und für den unbelasteten Krahn:

$$G(d - \nu b) = G_1(c + \nu b) + G_2 \nu b \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (2)$$

Durch Subtraction erhält man:

$$Q(a - \nu b) - G(d - \nu b) = -2 G_1 c + G(d + \nu b)$$

oder:

$$G d = Q \frac{a - \nu b}{2} + G_1 c \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3)$$

Setzt man diesen Werth für $G d$ in (2) ein, so erhält man aus:

$$Q \frac{a - \nu b}{2} + G_1 c - G \nu b = G_1(c + \nu b) + G_2 \nu b$$

den Werth für G zu:

$$G = Q\frac{a - \nu b}{2\nu b} - G_1 - G_2 \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und aus (3):

$$d = \frac{Q}{G}\frac{a - \nu b}{2} + \frac{G_1}{G}c \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Beispiel. Die größte von einem Rollkrahne zu hebende Last betrage 2500 Kilogramm, die Ausladung desselben sei $a = 3,5$ Meter, das Gewicht des drehbaren Auslegers sei $G_1 = 1500$ Kilogramm, der Schwerpunkt desselben liege um $c = 0,3$ Meter von der Krahnsäule entfernt und das Gewicht des Krahnwagens sei $G_2 = 1200$ Kilogramm. Wie groß ist das Gegengewicht G und dessen Abstand d von der Säule anzunehmen, wenn die Entfernung der Schienen gleich der normalen Spurweite für Eisenbahnen $2b = 1,44$ Meter gemacht ist, und der Schwerpunkt des Krahns nicht weiter als $0,85\, b$ von der Krahnsäule entfernt sein soll?

Man hat hier das Gewicht:

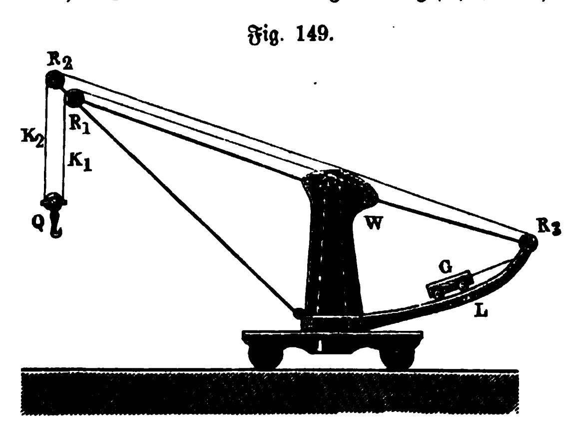
$$G = 2500\,\frac{3,5 - 0,85 \,.\, 0,72}{2 \,.\, 0,85 \,.\, 0,72} - 1500 - 1200 \backsim 3200 \text{ Kilogramm},$$

und dabei die Entfernung desselben von der Drehaxe des Krahns:

$$d = \frac{2500}{3200}\,\frac{3,5 - 0,85 \,.\, 0,72}{2} + \frac{1500}{3200}\,0,3 = 1,27 \text{ Meter}.$$

Anstatt den Ausleger mit dem Gegengewichte fest zu verbinden, hat man das letztere auch in Form eines kleinen Wagens ausgeführt, welcher auf einer

Fig. 149.



mit dem Ausleger verbundenen horizontalen Bahn verschieblich ist, so daß man den Abstand dieses Gegengewichtes von der Krahnsäule den verschiedenen zu hebenden Lasten entsprechend verändern kann. Auch hat man dieser Bahn und dem Ausgleichungswagen eine solche Einrichtung gegeben, daß durch die Last selbst die entsprechende Verschiebung des Ausgleichungswagens

bewirkt wird. In welcher Weise dies geschehen kann, ist aus der Skizze, Fig. 149, ersichtlich. Hier ist das eine Ende K_1 der Kette, in welcher die lose Rolle mit der Last Q hängt, in gewöhnlicher Art um die feste Leitrolle R_1 und die Windetrommel W geschlungen, während das andere Kettenende K_2 um die Leitrollen R_2 und R_3 geführt und mit dem Gegengewichte G verbunden ist, das mit Laufrollen auf der gekrümmten Bahn L beweglich ist. Es bezeichne hier Q irgend eine zu hebende Last und G das Gegengewicht, ferner P den an der Kette K_2 wirkenden Zug, welcher im vorliegenden Falle gleich $1/2\,Q$ anzunehmen ist, wenn man von den Reibungen der Rollen absieht. Durch den Kettenzug P wird dann das Gewicht G auf der curvenförmigen Bahn bis zu derjenigen Stelle hinausgezogen, für welche man

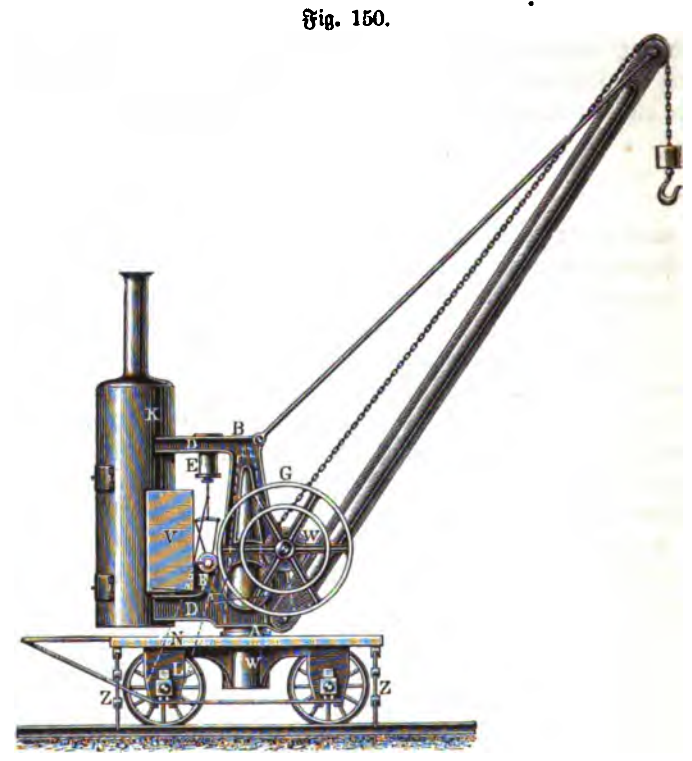
$$P = G \frac{\sin \alpha}{\cos \beta}$$

hat, wenn α den Winkel bedeutet, welchen die Bahnlinie des Schwerpunktes des Gegengewichtes an der betreffenden Stelle mit dem Horizonte bildet und die Zugrichtung der Kette daselbst unter dem Winkel β gegen diese Bahnrichtung geneigt ist (Thl. I, §. 151). Diese Führungsbahn ist daher so zu bestimmen, daß das Gegengewicht G in jeder Stellung dem Drehungsmomente der Last und des Auslegers das Gleichgewicht hält. Derartige Einrichtungen haben indessen wegen der großen Kettenlängen, die sie erfordern, und anderer Unbequemlichkeiten nur wenig Anwendung gefunden.

Einen Dampfrollkrahn zeigt Fig. 150 (a. f. S.). Die auf dem Wagen W fest aufgestellte Säule A trägt hier in der mehrfach besprochenen Weise das drehbare Krahngestell mittelst einer Traverse B, die sich auf den oberen Spurzapfen setzt. Die beiden Seitenschilder D des Gestells verlängern sich auf der dem Ausleger entgegengesetzten Seite, um daselbst den stehenden Röhrenkessel K und Wasserbehälter V zu tragen, welche gleichzeitig als Gegengewicht functioniren. Die kleine (4- bis 6 pferdige) Dampfmaschine E, welche mit Coulissensteuerung zum Vorwärts- und Rückwärtsgange versehen ist, treibt durch ein kleines Triebrad F das größere Zahnrad G auf der Windetrommel W. Gleichfalls kann durch ein in der Figur nicht dargestelltes Paar conischer Räder eine stehende Welle bewegt werden, welche das Umschwenken des Krahns in ähnlicher Art bewirkt, wie in Fig. 135 angegeben wurde. Zum Transport des Krahns durch die Dampfmaschine ist hier noch eine endlose Gliederkette N vorgesehen, welche ein Kettenrad auf der Welle der Dampfmaschine mit einem solchen auf der hinteren Laufaxe L verbindet. Dieses Getriebe kann selbstredend nur eingerückt werden, wenn die beiden zu verbindenden Axen parallel stehen, d. h. wenn der Ausleger in der Mittelebene des Gleises steht, daher diese selbstthätige Transportvorrichtung eine mangelhafte genannt werden muß. Will man den Wagen in jeder beliebigen

Stellung des Auslegers durch die Dampfmaschine transportiren, so kann man dies durch eine in der Axe der Krahnsäule aufgestellte Welle erreichen, welche oberhalb durch conische Räder ihre Bewegung von der Dampfmaschine erhält und sie unterhalb durch andere conische Räder an eine Laufaxe überträgt. *Z* sind Zangen, um den ganzen Krahn an den Schienen zu verklammern, falls das Kesselgewicht zur Balancirung größerer Lasten nicht ausreichen sollte.

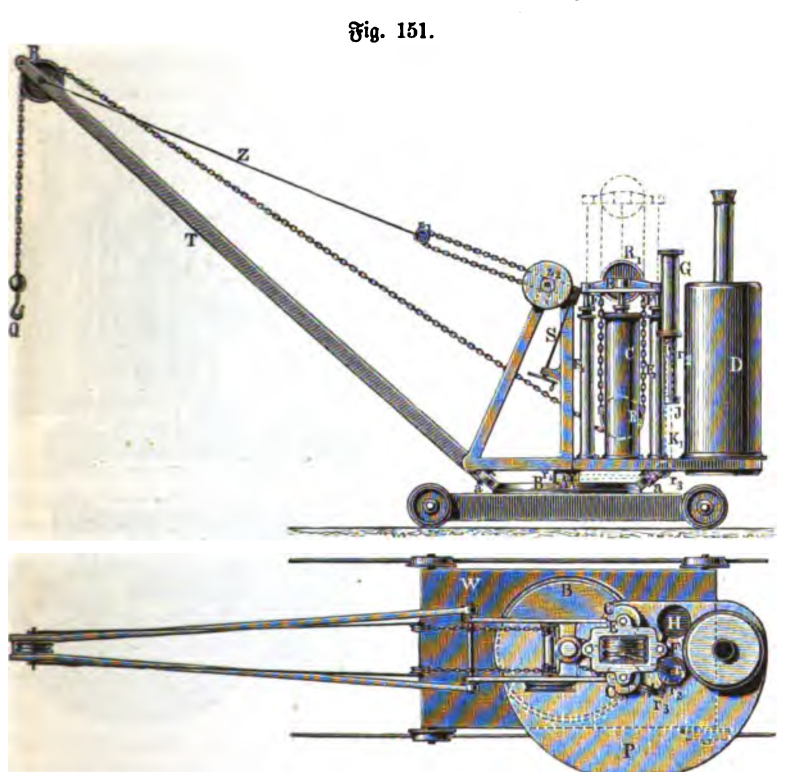
Fig. 150.



Auch die directe Wirkung des Dampfes hat man bei Dampfkrahnen zum Heben der Lasten mit Vortheil zur Anwendung gebracht, in welcher Hinsicht hier der vorzügliche Dampfkrahn von Brown in London angeführt sein mag, welcher durch die Einfachheit der Anordnung und des Betriebes sich auszeichnet und in neuerer Zeit zu großer Verbreitung gelangt ist. (In Hamburg allein sind mehr als vierzig solcher Krahne in Thätigkeit.) Die Hebung geschieht hierbei ähnlich wie bei den hydraulischen Hebewerken direct durch die Verschiebung von Kolben, welche durch den Dampf gedrückt werden, und

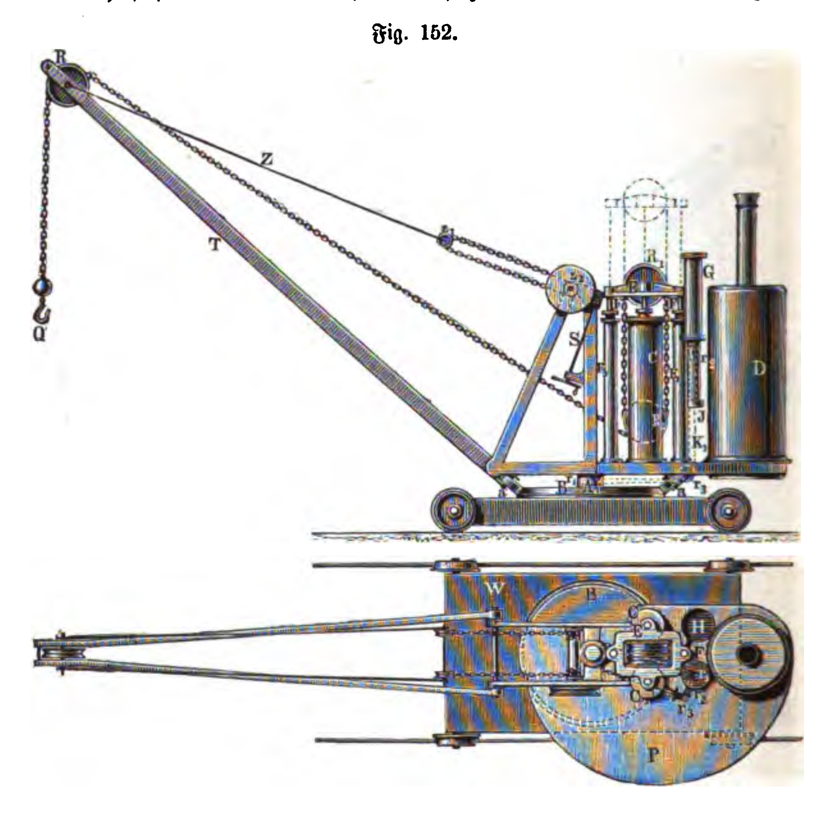
deren Bewegung durch einen umgekehrten Flaschenzug vergrößert wird. In Fig. 151 ist ein solcher Krahn dargestellt. Der gewöhnliche Krahnwagen W trägt hier die kreisförmige Bahn B, auf welcher der Ausleger T mit Frictionsrollen a geführt ist, während das Eigengewicht des ganzen Auslegers hauptsächlich von dem niedrigen Mittelzapfen A_1 getragen wird, ähnlich wie dies bei den Drehscheiben der Fall ist. Als Gegengewicht wirkt auch hier das Gewicht des Dampfkessels D. Zur Hebung der Last dienen die beiden Cylinder C, deren Kolbenstangen oberhalb durch eine gemeinschaftliche rahmenförmige Traverse E verbunden sind, in deren Aussparung drei Rollen R_1 neben einander angebracht sind. Diese Traverse bildet die bewegliche Flasche eines sechsrolligen Flaschenzugs, dessen feste Rollen bei R_2 angebracht sind, und es muß daher eine Hebung der beiden Kolben um eine gewisse Länge eine sechsfach vergrößerte Hebung der Last zur Folge haben, welche an der über die Schnabelrolle R geführten Kette hängt. Um die gehobene Last

Fig. 151.



am selbstthätigen Niedergehen zu verhindern, was der unter den Kolben befindliche Dampf auf die Dauer wegen seiner allmäligen Condensation nicht vermöchte, sind mit der Traverse E noch zwei ebenfalls verticale Plungerkolben F verbunden, welche beim Aufwärtsgehen der Traverse sich aus ihren

Fig. 152.



Cylindern F_1 herausschieben und durch ein Saugventil aus dem Behälter H Wasser ansaugen. Da dieses Saugventil sich schließt, wenn die Kolben durch die Last Q nach abwärts gepreßt werden, so wird das Wasser hierbei ein wirksames Sperrmittel abgeben, welches erst dann ein Sinken der Last zuläßt, wenn man das betreffende Saugventil eröffnet, wobei man es in der Hand hat, dem Rücktritte des Wassers aus den Cylindern F_1 in den Behälter H gerade so viel Hindernisse entgegenzusetzen, daß die Last gleichmäßig sinkt.

Zum Drehen des Auslegers wird ebenfalls die directe Bewegung eines Dampfkolbens in dem doppeltwirkenden Dampfcylinder G verwendet, indem an die Traverse J der zugehörigen Kolbenstange die beiden Enden einer

Kette K_1 befestigt sind, welche über die festen Leitrollen r_1, r_2 und r_3, sowie um eine auf dem unbeweglichen Drehzapfen A_1 befestigte Rolle r_4 gelegt ist. Man erkennt hieraus leicht, wie eine Bewegung der Traverse J eine Abwickelung der Kette von der Rolle r_4 zur Folge haben muß, und da diese Rolle selbst undrehbar und ein Gleiten der Kette unmöglich gemacht ist, so muß der ganze drehbare Ausleger A mit der Plattform P um den Zapfen A_1 umgeschwenkt werden, und zwar nach links oder rechts, je nachdem man den Dampfkolben in den Drehcylinder G durch den Dampf aufwärts oder abwärts schiebt. Eine besondere Vorrichtung zum Fortrollen des Krahns auf seiner Bahn ist hier nicht angebracht, in der Regel bedient man sich des oben erwähnten Mittels, nach dem Auslegen der Lastkette in der Bahnrichtung durch Aufwärtsbewegung der Hebekolben wie bei der Lasthebung den Krahn zu transportiren.

Die Kraft- und Bewegungsverhältnisse sind bei diesem Krahne in ähnlicher Art, wie bei den hydraulischen Drehkrahnen zu beurtheilen. Der Hub der Hebekolben ist wegen der sechsfachen Rollenübersetzung gleich einem Sechstel von der größten Hubhöhe der Last zu machen, und die Kolbenflächen sind so groß anzunehmen, daß der Dampfdruck auf beide Kolbenflächen zusammen nach Abzug der Kolben- und Stopfbüchsenreibung den Werth $\frac{1}{(\eta)} 6\,Q$ übertrifft, wenn (η) den Wirkungsgrad des umgekehrten Flaschenzuges bedeutet (siehe Tabelle §. 8). Die Schublänge des Drehcylinders bestimmt sich wie bei dem hydraulischen Krahne in §. 135, Fig. 145, aus dem Halbmesser der Kettenscheibe r_4 und dem gewünschten Winkel, um welchen die Schwenkung nach jeder Seite möglich sein soll. Diese Drehung nach jeder Seite der Mittelstellung ist bei dem hier beschriebenen Krahne zu $^3/_4$ Umdrehung, im Ganzen also zu $1^1/_2$ Umdrehung angenommen. Bei den Krahnen in Hamburg, welche bis zu 40 Centner heben können, hat jeder Hebecylinder 0,40 Meter Durchmesser und 1,8 Meter Hub, der Dampfdruck im Kessel beträgt je nach der Größe der Last 6 bis 8 Atmosphären. Die größte Ausladung des Auslegers beträgt 11 Meter, es ist nämlich durch die an der Zugstange Z angebrachte lose Rolle z_1, deren Kette einerseits am Windegestelle, andererseits an der Trommel z_2 befestigt ist, Gelegenheit gegeben, durch Umdrehung der Trommel z_2 mit Hülfe der Schneckenwelle S die Ausladung nach Bedarf zu ändern. Hierzu muß die Strebe T unten drehbar an das Gestell der Winde angeschlossen sein.

Wenn in Folge höheren Wasserstandes im Hafen die Hubhöhe für die Last nur eine geringe ist, so würden die Hebekolben für die tiefste Lage des Lasthakens um ein beträchtliches Maß über den unteren Cylinderböden stehen, und daher ein bedeutender schädlicher Raum unter den Kolben vorhanden sein, welcher bei jeder Hebung unnöthig mit Dampf gefüllt werden müßte. Um

diesen Verlust an Dampf zu vermeiden, ist nur nöthig, das hintere Ende der Lastkette, welches an dem Gestelle befestigt ist, so weit anzuholen, daß die Kolben bei der tiefsten Lage des Kettenhakens nahe über den Cylinderböden stehen, daher immer ihren Hub von unten an beginnen, welcher natürlich auch der geringeren Hubhöhe der Last entsprechend kleiner ausfällt.

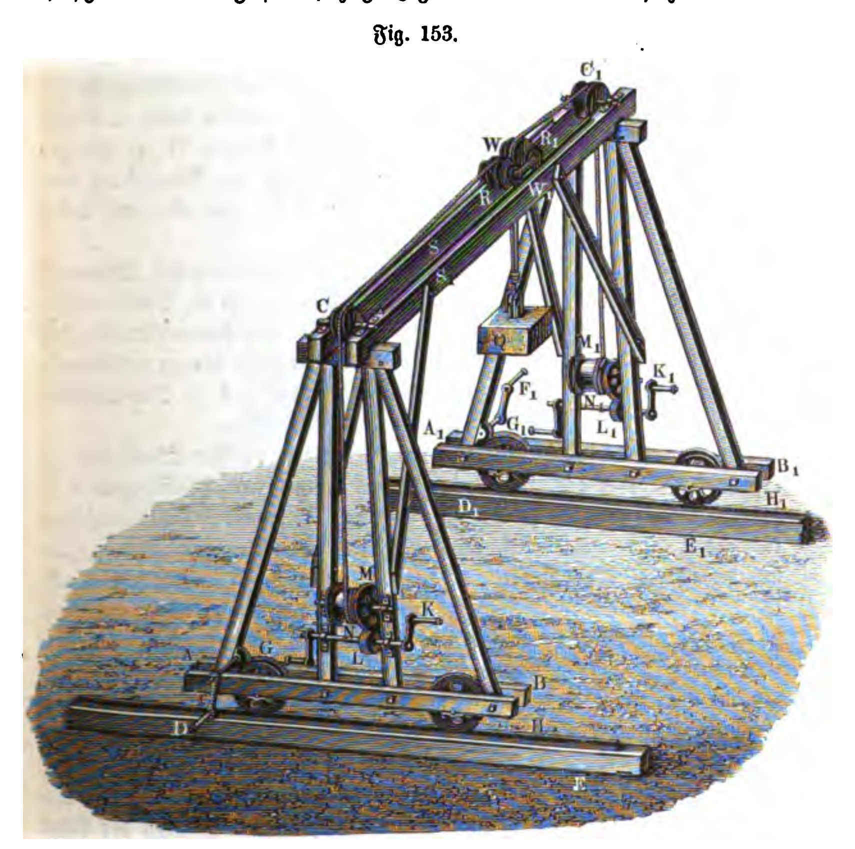
§. 37. **Laufkrahne.** Man versteht unter Laufkrahnen solche Hebevorrichtungen, welche wie die Rollkrahne auf einer Schienenbahn verschiebbar sind, und bei denen die Last neben ihrer Hebung in verticaler Richtung gleichfalls einer horizontalen Verschiebung fähig ist, und zwar in der zur Verschiebung der ganzen Vorrichtung senkrechten Richtung. Diese Hebevorrichtungen unterscheiden sich von den Rollkrahnen hinsichtlich der Construction wesentlich nur durch den Fortfall des drehbaren Auslegers, weshalb die Benennung Krahn für sie streng genommen eine wenig bezeichnende ist, hier aber mit Rücksicht auf den herrschenden Sprachgebrauch beibehalten werden soll. Auch hinsichtlich der Verwendung unterscheiden sich die Laufkrahne von den Rollkrahnen insofern, als die ersteren immer zum horizontalen Transport der gehobenen Lasten nach beiden zu einander senkrechten Richtungen dienen, während bei den Rollkrahnen die Bewegung des Krahnwagens auf seiner Bahn nur als ein Mittel zur Versetzung des Krahns und nur selten zum Transport der Last angewendet wird. Demgemäß wird diese Bewegung der ganzen Hebevorrichtung bei den Laufkrahnen auch immer durch einen besonderen Mechanismus bewirkt, was, wie oben bemerkt worden, bei den Rollkrahnen nur ausnahmsweise geschieht. Die Laufkrahne finden ihre hauptsächlichste Anwendung in Eisengießereien, Maschinenwerkstätten und Montirsälen, sowie bei größeren Bauausführungen, namentlich bei dem Baue von Pfeilern und massiven Brücken zur Versetzung der Arbeitsstücke und Materialien. Es erhellt von selbst, daß durch einen Laufkrahn die Last nach jedem beliebigen Punkte der rechteckigen Grundrißfläche befördert werden kann, deren Länge gleich der Verschiebung des Krahns und deren Breite gleich der Verschiebung der Winde auf der Krahnbrücke ist. Die Bewegung der Krahnbrücke und der Winde sowie die Hebung der Last geschieht bei kleineren Laufkrahnen und geringeren zu transportirenden Massen durch Handbetrieb, für größere Leistungen hat man in neuerer Zeit mit Vortheil die Bewegung durch Elementarkraft vermittelst einer Seiltransmission vorgenommen.

Jeder Laufkrahn enthält als wesentlichen Bestandtheil eine aus hinreichend starken Trägern gebildete Brücke, welche die Schienen für die auf Rädern stehende Windevorrichtung trägt, und welche ihrerseits ebenfalls auf einer zu ihrer Länge senkrechten Bahn fortgerollt werden kann. Je nach der Höhenlage der Schienenbahn, auf welcher die Brücke läuft, kann man zwei verschiedene Laufkrahnconstructionen unterscheiden. Hat man Gelegenheit, diese

Schienen in derjenigen Höhe anzubringen, bis zu welcher die Last gehoben werden soll, wie dies z. B. bei den Laufkrahnen in Werkstätten und Gebäuden, sowie beim Vorhandensein hoher Baugerüste möglich ist, so genügt es, die Brücke aus zwei mit einander verbundenen Längsträgern zu bilden, welche an jeder Seite mit zwei Laufaxen zur Aufnahme von vier Laufrädern versehen ist. Wenn dagegen ein festes Gerüst nicht anzubringen ist, wie bei manchen Bauausführungen und auf Bahnhöfen, so legt man die Laufschienen in das Niveau des Terrains und giebt der Brücke beiderseits hohe gerüstförmige Füße, welche unten mit den Laufrädern versehen werden. Solche Laufkrahne führen wohl wegen ihrer Form den Namen *Bockkrahne*.

Einen solchen Bockkrahn, wie er für Bahnhöfe zum Umladen der Lasten und bei der Ausführung der Brückenpfeiler zum Versetzen der Materialien häufiger Anwendung findet, zeigt Fig. 153. Die beiden hölzernen Böcke

Fig. 153.



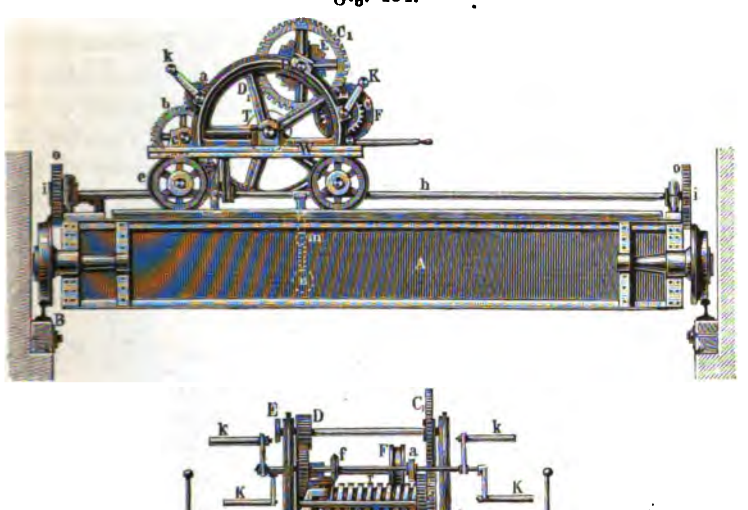
ABC, welche auf den Schienen DE laufen, tragen oberhalb die beiden Längsträger SS_1, auf deren Schienen ein kleiner Windewagen WW_1 rollt. Dieser Wagen trägt die beiden Leitrollen R und R_1 für zwei Seile oder Ketten, die, über die festen Leitrollen CC_1 geführt, auf die Windetrommeln NN_1 zweier Vorgelegswinden sich aufwickeln. Eine gleichzeitige Umdrehung dieser Trommeln durch die Kurbeln KK_1 in solcher Weise, daß beide Seile sich mit derselben Geschwindigkeit v gleichzeitig auf- oder abwickeln, bringt eine verticale Hebung oder Senkung der Last mit derselben Geschwindigkeit v hervor. Hierbei ist, wenn von den Nebenhindernissen abgesehen wird, die zu hebende Last $Q = 2S$ zu setzen, wenn S die Spannung jedes Seiles bedeutet. Soll die Last horizontal auf der Brücke verschoben werden, so dienen hierzu dieselben Windetrommeln NN_1, indem man denselben zu diesem Zwecke solche Drehungen ertheilt, vermöge deren das eine Seil sich aufwickelt und das andere zur Abwickelung gelangt, während die Umdrehung einer einzigen Winde ein Ansteigen oder Sinken der Last in schräger Richtung zur Folge hat. Es ist übrigens leicht ersichtlich, daß man bei größeren Belastungen die Last Q mittelst zweier losen Rollen, für jedes Seil eine, anheben kann, in welchem Falle die nach oben geführten Seilenden an dem Wagen W zu befestigen sind. Auch kann man das Princip des Flaschenzuges zur Anwendung bringen, indem man anstatt der einfachen Rollen RR_1 zwei oder drei Rollen lose neben einander auf derselben Axe anbringt.

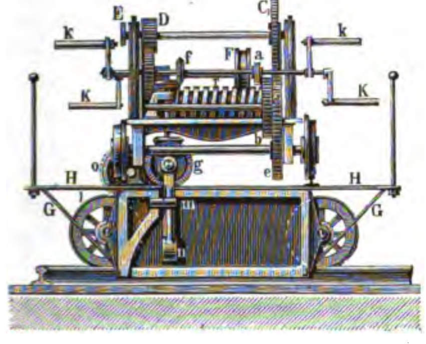
In welcher Weise die Bewegung des ganzen Krahns auf den Schienen H durch die Kurbel FF_1 mittelst der Zahnradvorgelege GG_1 bewirkt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Es muß hier nur bemerkt werden, daß zum Fortrollen des Krahns auf jeder Seite ein Laufrad bewegt werden muß, um ein Festklemmen zu verhindern, wie bereits in III, 1, §. 110 angeführt worden ist.

In Fig. 154 ist ein Laufkrahn dargestellt, wie er für Werkstätten gebräuchlich ist. Die aus zwei an den Enden verbundenen Blechträgern A bestehende Brücke läuft hierbei auf den Schienen B, welche auf Mauerabsätzen ruhen oder auch wohl durch eiserne Säulen von unten gestützt sind. Der Windewagen W trägt die Kettentrommel T, welche durch die Kurbeln K mittelst des doppelten Vorgeleges C, C_1 und D, D_1 in bekannter Weise umgedreht wird. Die Bremsscheibe F und das Sperrrad E bedürfen keiner weiteren Erläuterung. Zum Transportiren der Winde auf der Brücke und der letzteren auf ihrer Bahn dient eine zweite Kurbelwelle k, welche in ihren Lagern verschiebbar ist. In Folge dessen kann man entweder das Triebrad a in das Stirnrad b einer Vorgelegswelle c eingreifen lassen, welche durch das Zahnräderpaar d und e eine Laufaxe des Windewagens W umdreht, oder man kann durch Einrücken der conischen Räderpaare f und g eine mit der Brücke verbundene Welle h umdrehen, welche an jedem Ende durch ein Triebrad i

mittelst des Zwischenrades *o* ein Zahnrad *l* auf der Laufaxe *n* der Brücke in Bewegung setzt. Im ersteren Falle wird die Winde, im letzteren die Brücke fortgerollt. Da die Welle *h* zu lang ist, um ohne Stützung zwischen den

Fig. 154.





Endlagern bleiben zu können, so sind drehbare Stützhebel wie *m* angebracht, welche durch das Gewicht *n* sich immer vertical stellen und mit ihren oberen Enden die Welle *h* von unten unterstützen. Bei einer Verschiebung des conischen Rades *g* wird durch das letztere der Hebel so weit zur Seite gedrückt, daß das Rad *g* passiren kann. Dieses Rad ist im Innern seiner Nabe mit einem vorspringenden Zahne versehen, welcher, in einer Nuth von *h* sich schiebend, in jeder Stellung der Winde die Transportwelle *h* zur Drehung veranlaßt. Die mit der Brücke verbundenen Consolen *G* dienen zur Unterstützung eines Bodens *H* für die Arbeiter, welche die Hebung besorgen. Wenn, wie dies in Eisengießereien nöthig ist, die Bewegung der Winde und Brücke von unten aus geschehen muß, so pflegt man in der Regel jede der Kurbeln *K* und *k* durch eine Kettenrolle zu ersetzen, in deren Nuth eine endlose Kette

gelegt ist, so daß dem Arbeiter die herabhängende Kettenschleife zur Hand ist. In diesem Falle kann der Belag H wegfallen.

Ueber die Berechnung der Laufkrahne ist nur noch wenig anzuführen. Die Verhältnisse der Hebevorrichtung sind nach den für Winden geltenden Regeln zu ermitteln. Was die Kraft zum horizontalen Transport anbetrifft, so bestimmt sich dieselbe in folgender Art. Sei G das gesammte Gewicht des fortzurollenden Theils, also des Windewagens mit der daran hängenden Last, oder der Brücke, mit dem darauf befindlichen Arbeitspersonal und dem Windewagen nebst der Last, und sei ferner R der Halbmesser eines Laufrades sowie r der Zapfenhalbmesser einer Laufaxe. Da man sich nun das ganze Gewicht auf eine Axe concentrirt denken kann, so erhält man den Widerstand am Umfange des Laufrades zu:

$$W = \varphi G \frac{r}{R} + \frac{f}{R} G = \frac{G}{R} (\varphi r + f),$$

worin φ der Coefficient der Zapfenreibung (0,08) und f der Reibungscoefficient der wälzenden Reibung ist, welcher nach I, §. 197 zu $f = 0,5$ angenommen werden kann, wenn R in Millimetern gegeben ist. Dieser Widerstandskraft W am Halbmesser R entsprechend hat man für die Transportvorrichtung die entsprechenden Vorgelegsräder so anzuordnen wie für eine Winde, an deren Trommel vom Halbmesser R eine Last W hängt.

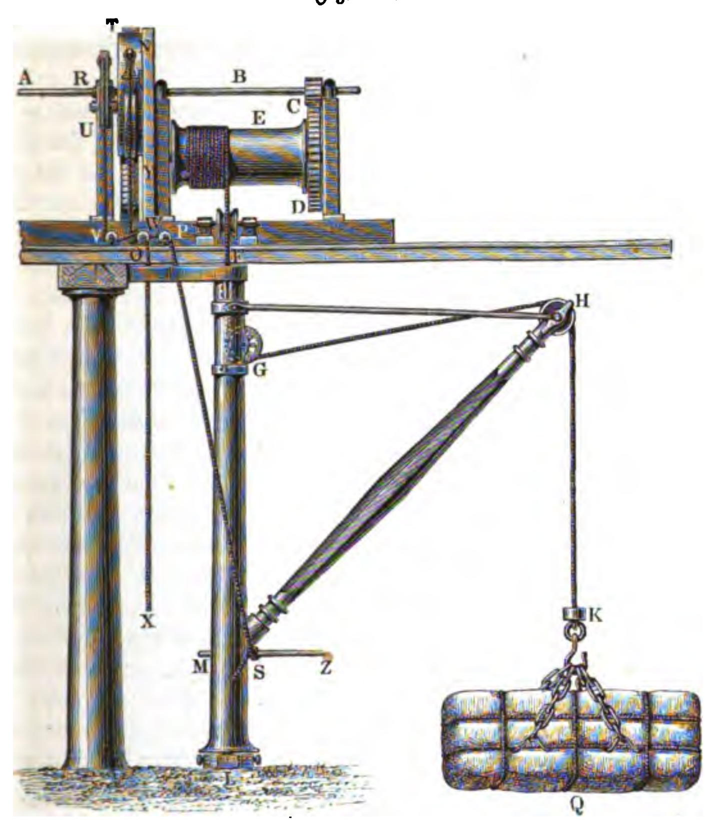
Die Brückenträger sind nach I, Abschnitt 4, so zu berechnen, wie ein auf zwei Stützen liegender Balken, der außer seinem Eigengewichte noch eine verschiebliche Last zu tragen hat, welche aus der Nutzlast und dem Eigengewichte des Windewagens resultirt. In welcher Art diese Bestimmung graphisch zu machen ist, wurde schon in I, Anhang, §. 45 gezeigt.

§. 38. **Maschinenbetrieb für Krahne.** Die Langsamkeit der Lastbewegung, welche durch Handbetrieb nur erreicht werden kann, hat in neuerer Zeit vielfach Veranlassung gegeben, die Krahne durch Elementarkraft von einer vorhandenen Betriebsmaschine in Bewegung zu setzen. Wenn die Betreibung einer feststehenden Winde oder eines Aufzuges von einer Betriebsmaschine aus leicht durch die gewöhnlichen Räder- und Riementransmissionen bewirkt werden kann, so macht die Uebertragung der Bewegung auf die Krahne wegen deren Beweglichkeit besondere Einrichtungen nöthig. Bei einem Drehkrahne ist die Zuführung der Kraft nur in der Axe des drehbaren Auslegers möglich, während bei Laufkrahnen die Einrichtung so getroffen werden muß, daß durch die Verschiebung des Wagens und der Brücke die Bewegungsübertragung durch die Transmission nicht gestört wird.

Einen durch eine Transmissionswelle bewegten Krahn, wie er im Bahnhofe zu Liverpool thätig ist, stellt Fig. 155 dar. Hierbei ist die Seiltrommel E

in festen Ständern gelagert, und das Seil wird über die Leitrolle F in der Axe der Krahnsäule FL in die letztere eingeführt und um die beiden Seilrollen G und H geleitet. Die Umdrehung der Windetrommel E wird durch

Fig. 155.



das Zahnräderpaar CD von der Vorgelegswelle B bewirkt, welche letztere ihre Drehung von der stetig umlaufenden Welle A durch Frictionsscheiben erhält. Zu dem Ende ist nämlich das Lager R der Welle A auf einem Hebel U angebracht, welcher durch die Schnur X angezogen wird. Wenn das Letztere geschieht, so wird eine auf dem Ende der Welle A befindliche kleine Frictionsscheibe fest gegen den inneren Umfang der Scheibe T gepreßt, wodurch diese und damit die Vorgelegswelle B in Bewegung gesetzt wird. Wird die Spur X freigelassen, so hört die Berührung der Frictionsscheiben auf, indem der Hebel U durch ein Gegengewicht zurückgeführt wird. Ein die Scheibe T äußerlich umgebendes Bremsband hindert das Niedersinken der

Last während der Umschwenkung des Krahns mittelst der Spille Z, indem hierbei die an dem Bremshebel N angebrachte Schnur S angezogen wird, welche Schnur über die Leitrollen W, P geführt und an der Spille MZ befestigt ist. Beim Nachlassen dieser Schnur wird die Bremse durch das Gegengewicht Y gelöst, so daß die Last bezw. der durch ein Gewicht K beschwerte Kettenhaken zurücksinken kann, worauf nach Rückdrehung des Auslegers der Krahn zum Heben einer neuen Last bereit ist.

Um auch Laufkrahne von einer stehenden Betriebsmaschine aus zu bewegen, wandte man zuerst zwei lange Wellen an, von denen die eine A auf der Brücke parallel der Wagenbahn angebracht war, während die andere B dazu senkrechte parallel mit den Laufschienen für den Krahn an der Wand oder an dem festen Gerüste ihre Stützen erhielt. Jede der beiden Wellen war mit einer Längsnuth versehen, so daß ein auf der Welle verschiebliches Rad vermittelst einer in diese Nuth passenden Feder in jeder Stellung veranlaßt war, an der Drehung der Welle theilzunehmen. Wenn daher das auf B verschiebbare Rad b als conisches Rad ausgeführt wird, welches in ein anderes conisches Rad d auf der Brückenwelle A eingreift, so kann man in jeder Stellung der Brücke die Bewegung der Welle B auf die Welle A der Brücke übertragen. Es ist dann leicht, die Drehung dieser letzteren Welle mittelst eines Wendegetriebes zum Transport der Brücke zu benutzen.

In ganz derselben Weise kann man ferner von der Welle A durch zwei verschiebliche Stirnräder a_1 und a_2 und vermittelst zweier Wendegetriebe c_1 und c_2, welche am Wagen angebracht sind, die links- oder rechtsgängige Drehung der Windetrommel bezw. der Wagenschiebewelle erzeugen. Diese Einrichtung ist aber eine ziemlich complicirte und schwerfällige, besonders deswegen, weil die beiden Wellen A und B zu lang sind, um der Stützung zwischen den beiden Endlagern entbehren zu können. Man muß daher zwischen den letzteren noch eine Anzahl Stützlager anbringen, welche aber nicht fest sein dürfen, da sie den Vorübergang der traversirenden Räder a und b nicht hindern dürfen. Man stellte daher diese Stützen durch drehbare Hebel her, welche in ähnlicher Art, wie dies bei dem Laufkrahne, Fig. 154, schon angegeben ist, von dem vorübergehenden Rade zur Seite bewegt wurden, um sich nach dessen Vorübergang wieder aufzurichten.

Diese Uebelstände hat man neuerdings durch die Anwendung eines geeigneten Seilbetriebes zu vermeiden gewußt, über dessen allgemeine Einrichtung ein Näheres bereits in III, 1, §. 58 angeführt worden ist. Im Folgenden möge daher nur noch die Anordnung eines solchen Seilbetriebes für einen Laufkrahn und für einen Rollkrahn angeführt werden, wie er von Ramsbottom*)

*) S. hierüber ein Näheres in dem Aufsatze von G. Lentz, Zeitschr. deutsch. Ing. 1868, S. 289.

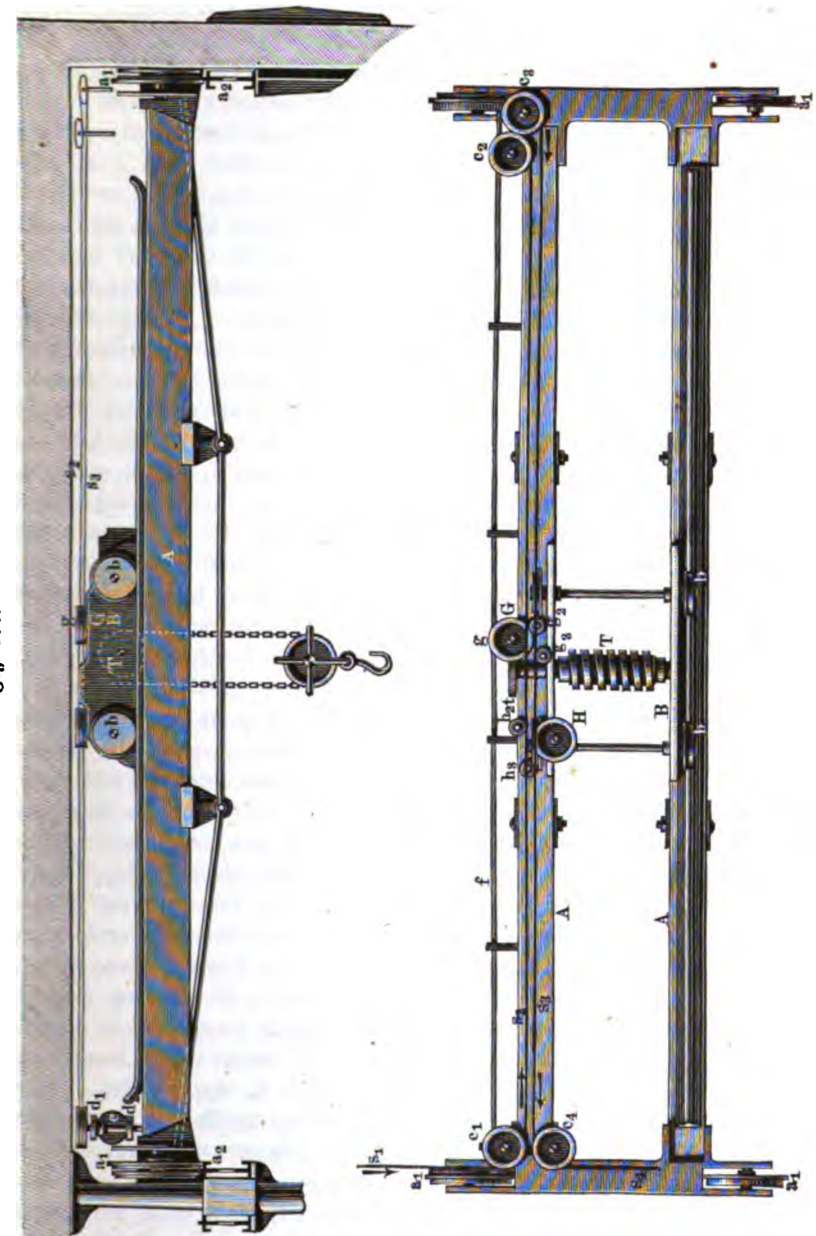


Fig. 166.

für die Locomotiv- und Räderwerkstätten in Crewe mit Vortheil zur Anwendung gebracht ist.

Fig. 156 (a. v. S.) zeigt den Laufkrahn im Grundriß und in der Seitenansicht. Hierin sind A die aus Holz und Eisen gebildeten Träger der Brücke, welche mit den Laufrädern a_1 auf den Schienen a_2 beweglich ist, während der Windewagen B mit den Laufrädern b auf der Brücke rollt. Die Brücke trägt die vier verticalen Spindeln der Seilrollen $c_1\, c_2\, c_3\, c_4$, um welche das endlose Seil $s_1\, s_4$ in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung läuft, und man hat sich zu denken, daß dieses Seil an den beiden Enden des betreffenden Raumes über zwei Scheiben von 1,2 m Durchmesser geführt ist, von welchen die eine ihren Antrieb von der Dampfmaschine empfängt, während die andere, horizontal in einer Führung verschiebbar, durch ein Gewicht das endlose Seil stetig in Spannung erhält. Die Seilrollen c drehen sich daher unausgesetzt, und man benutzt die Rolle c_1 zur Verschiebung des Krahns, indem man mit c_1 die beiden Frictionsscheiben $d_1\, d_2$ verbunden hat, von welchen durch einen Handhebel nach Belieben die obere d_1 oder die untere d_2 mit der Frictionsscheibe e einer horizontalen Hülsswelle in Berührung gebracht werden kann. Man hat es daher in der Gewalt, die Welle von e bald linksum, bald rechtsum zu drehen, und da dieselbe durch Zahnräder mit der an der Brücke gelagerten Welle f in Verbindung steht, so wird diese letztere mittelst der auf ihren Enden sitzenden kleinen Zahnräder die entsprechende Umdrehung der Laufaxen a_1 der Brücke und somit deren Verschiebung veranlassen.

Zur Bewegung der Windetrommel T dient eine Scheibe g auf der verticalen Spindel G, welche letztere mittelst einer Schnecke ein Schneckenrad t auf der Trommelwelle bewegt. Die Scheibe g tritt für gewöhnlich mit dem Treibseile s gar nicht in Berührung, nur wenn man durch die Druckrolle g_2 das Seilstück s_2 oder durch die Druckrolle g_3 das Seil s_3 in die Rinne von g eindrückt, wird die Welle G umgedreht, und zwar in den beiden Fällen nach entgegengesetzten Richtungen, da die Bewegungsrichtungen des Seils in s_2 und s_3 einander entgegen sind. Man kann daher dadurch die Last Q heben oder senken, und zwar hat man der Scheibe g zwei Rinnen von verschiedenem Durchmesser gegeben, um das Senken mittelst der kleineren Rinne schneller zu bewirken, als das Heben, für welches die größere Rinne benutzt wird.

Es ist nun leicht einzusehen, daß die Bewegung des Wagens W in ähnlicher Art vermittelst der verticalen Spindel H bewirkt werden kann, wenn man entweder das Seil s_2 durch die Druckrolle h_2 oder das Seil s_3 durch h_3 in die Rinne der Seilrolle h drückt, welche auf der Spindel H angebracht ist. Die letztere bewegt nämlich durch eine Schraube ein Schneckenrad auf der einen Laufaxe des Wagens B. Das angewandte Treibseil, ein Baumwollseil von 16 mm Durchmesser, ist einer Spannung durch das Spanngewicht von 50 kg unterworfen und läuft mit der großen Geschwindigkeit

von 25 m per Secunde. Um die Biegungswiderstände und den Seilverschleiß möglichst herabzuziehen, haben die Seilrollen etwa die dreißigfache Seilstärke zum Durchmesser (0,455 m) erhalten, wobei ihre Umdrehungszahl in der Minute über 1000 beträgt. Diese große Umdrehungsgeschwindigkeit macht die sorgfältigste Centrirung und Ausbalancirung der Rollen erforderlich und erheischt eine ausgezeichnete Oelung der Zapfen. Das Umsetzungsverhältniß der Geschwindigkeit für die Hebevorrichtung ist dabei ebenfalls ein sehr großes und beträgt für die Maximallast von 500 Centnern 1 : 3000, so daß diese Last in der Minute 0,495 m gehoben wird, während für geringere Lasten eine etwa viermal so große Geschwindigkeit (1,96 m) bei einem Umsetzungsverhältnisse von ungefähr 1 : 800 erzielt wird. Die Querbewegung des Wagens und die Längenbewegung der Brücke erfolgen mit 9,14 m Geschwindigkeit per Minute. Angestellte Versuche ergaben, daß bei einer Belastung des Krahns mit 180 Centnern und einem Umsetzungverhältnisse von 3000 die am Umfange der Treibrolle erforderliche Kraft 17 Pfund betrug. Somit hatte man in diesem Falle, da die theoretische Kraft zu

$$P_0 = \frac{18000}{3000} = 6 \text{ Pfund}$$

sich berechnet, einen Wirkungsgrad

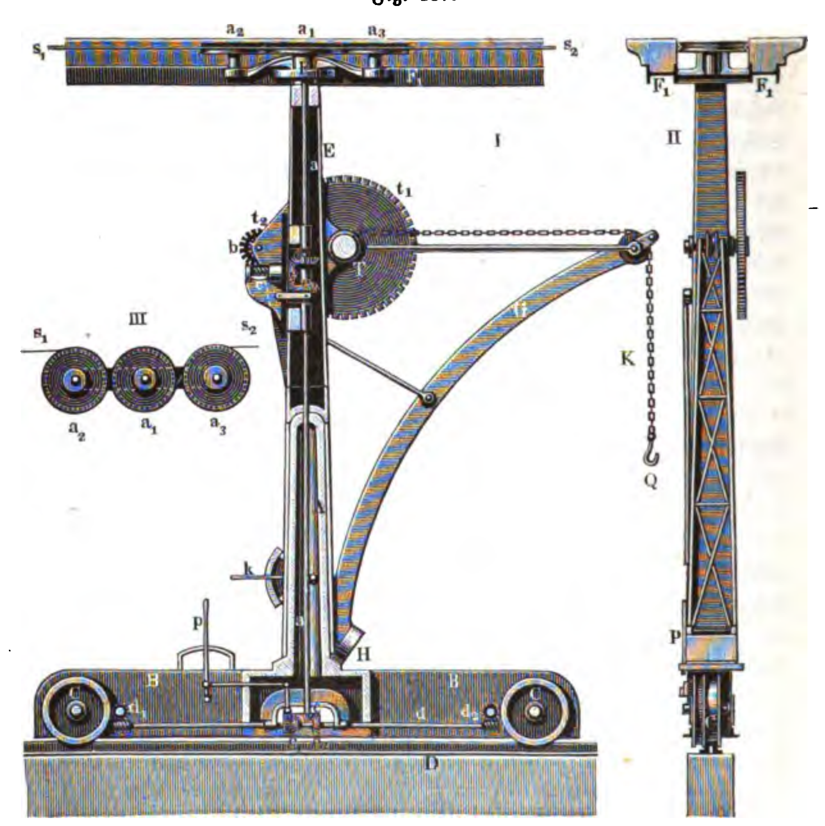
$$\eta = \frac{6}{17} = 0,353,$$

welcher geringe Werth hauptsächlich in der Verwendung des Schraubengetriebes seine Erklärung finden dürfte. Die Spannweite des Laufkrahnes beträgt 12,37 m und die Länge des Raumes 82 m, über welchem Raume zwei Laufkrahne angebracht sind, so daß man größere Lasten, wie etwa Locomotiven, zugleich mit beiden Krahnen anheben kann. Es liegt übrigens auf der Hand, daß die Hebung der Last gleichzeitig mit der Horizontalbewegung geschehen kann.

In Fig. 157 (a. f. S.) ist der gleichfalls durch einen Seilbetrieb bewegte Rollkrahn der Räderwerkstatt dargestellt. Hier ist die gußeiserne feste Krahnsäule A auf einem kastenförmigen, aus Blech gebildeten Fuße B angebracht, welcher mit den beiden Laufrädern C auf einer durch das ganze Gebäude gehenden Schiene D läuft. Auf die Krahnsäule A ist eine Blechröhre E gesteckt, welche oberhalb mit der Führungsrolle F zwischen zwei ⊢⊣ förmigen Schienen F_1 am Gebälk geführt wird, und welche den Ausleger G trägt, der unten mittelst der Rolle H gegen den conischen Ansatz der Krahnsäule A sich stützt. Die Lastkette K wickelt sich auf die Windetrommel T, welche durch die Zahnräder t_1 und t_2 und das Schneckenrad b die Bewegung von der Schraube c erhält. Die Bewegung dieser Schraube erfolgt von einer

in der Axe der hohlen Krahnsäule angebrachten stehenden Welle a, welche oberhalb mit einer Seilrolle a_I versehen ist. Diese Rolle wird nach Fig. 157 III von dem Treibseile $s_1 s_2$ zur Hälfte umschlungen, zu welchem Zwecke die beiden Leitrollen a_2 und a_3 mit dem oberen Ende der Krahnsäule

Fig. 157.



verbunden sind. In Folge dieser Anordnung wird die stehende Welle a in jeder Stellung des Krahnes von dem Treibseile umgedreht, und es handelt sich nur darum, je nach Bedürfniß die Windetrommel T oder die Laufräder C in Umdrehung zu setzen. Zur Bewegung der Windetrommel ist die Schraubenwelle mit einem Frictionskegel e versehen, während die Axe a den zugehörigen Doppelkegel $e_1 e_2$ verschiebbar auf einer Feder trägt. Ein Heben oder Senken dieses Doppelkegels durch den Hebel k veranlaßt daher eine Drehung der Schraube c in dem einen oder anderen Sinne, so daß dadurch die Last Q nach Belieben gehoben oder gesenkt werden kann.

In ähnlicher Art wird die Drehung der Laufaxen C durch die Zwischenwelle d mittelst der beiden Schneckengetriebe d_1 und d_2 bewirkt, wenn durch den Hebel p das aus den drei Frictionskegeln e, e_1 und e_2 bestehende Wechselgetriebe entsprechend eingerückt wird. Die Umschwenkung des Krahnes um die Krahnsäule geschieht einfach durch eine seitens der Arbeiter ausgeübte Zugkraft. Dieser Krahn hat bei 2,59 m Ausladung eine Längsbewegung von 36 m und eine Tragfähigkeit von 80 Centnern. Die Geschwindigkeit der Hebung beträgt bei einem Umsetzungsverhältnisse von etwa 1 : 1000 in jeder Minute 1,76 m. Das Treibseil hat ebenfalls 16 mm Durchmesser.

Derartige Windewerke werden sich nur für größere Anlagen oder Bauausführungen eignen, wo eine genügende Ausnutzung möglich ist, da der stetige Kraftverbrauch, welchen die leergehenden Seile erfordern, als besonderer Uebelstand um so mehr ins Gewicht fällt, je seltener der Krahn in Thätigkeit kommt.

§. 39.

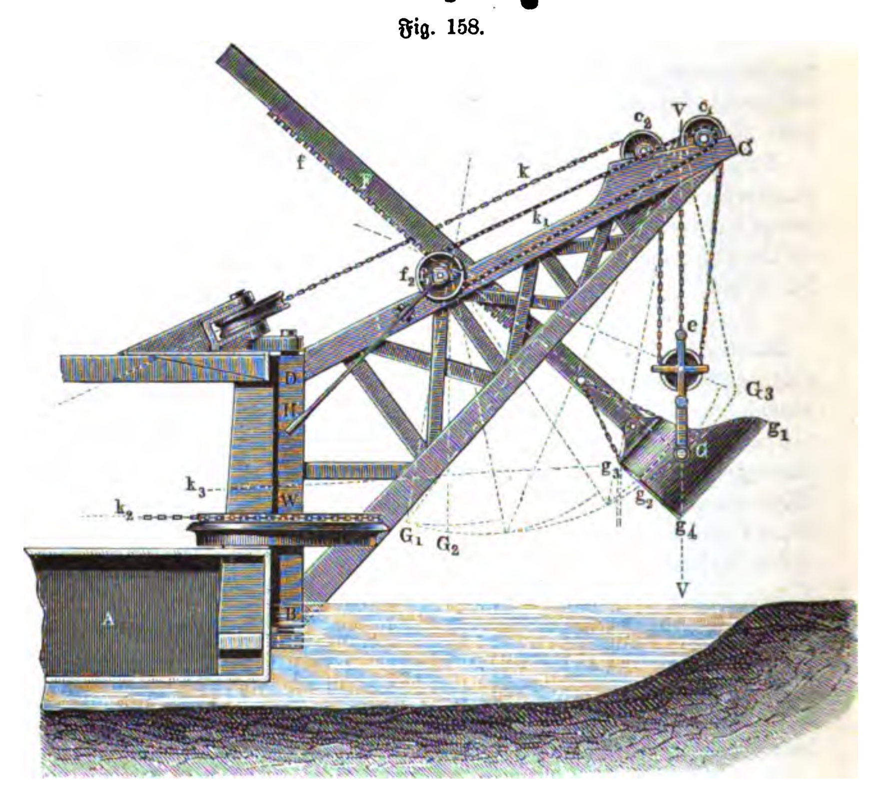
Excavatoren. Eigenthümliche Hebevorrichtungen von krahnartiger Einrichtung und Wirkungsweise sind die in neuerer Zeit namentlich in Amerika vielfach angewandten Excavatoren. Dieselben werden sowohl als Baggermaschinen zum Austiefen von Canälen und Baugruben wie auch zur Ausführung von Grabarbeiten beim Baue von Eisenbahnen verwendet. Im Wesentlichen kommen sie überein mit den schon seit längerer Zeit bekannten Stiel- oder Löffelbaggermaschinen, indem sie wie diese eine mit einem Stiele versehene Grabschaufel bezw. einen Baggereimer als wirksames Organ tragen, welchem durch die Betriebsmaschine eine solche Bewegung ertheilt wird, daß bei jedem Spiel die Schaufel ein bestimmtes Quantum Grund absticht, dasselbe darauf hebt und dem betreffenden Fahrzeuge überliefert, welches die Masse weiter zu transportiren bestimmt ist. Die Arbeit dieser Maschinen besteht daher nicht nur in einer Hebung der Massen, sondern gleichzeitig in der Arbeit des Grabens oder Abschneidens, zu welchem Zwecke der Grabschaufel die geeignete Form und Bewegung ertheilt werden muß.

Wenn es sich dabei um ein eigentliches Baggern, d. h. um ein Vertiefen der Sohle von Gewässern handelt, so pflegt man den Excavator auf einen Prahm oder ein Schiffsgefäß zu stellen, während man einen auf provisorischen Schienen laufenden Wagen, ähnlich wie bei den Rollkrahnen, anwendet, wenn es sich um die Ausführung von Erdarbeiten handelt. In letzterer Beziehung haben diese Maschinen die großartigste Verwendung beim Baue der Pacificbahn gefunden.

In Fig. 158 (a. f. S.) ist die Einrichtung eines derartigen Stielbaggers nach der Construction von Ottis in New-York in den wesentlichen Theilen dargestellt. Der aus Holz oder Eisen gefertigte, im Grundrisse und Quer-

schnitte rechteckige Prahm A, welcher die zum Betriebe dienende Dampfmaschine mit ihrem Röhrenkessel trägt, ist an einem Stirnende zur Aufnahme eines drehbaren Krahnauslegers BCD eingerichtet, dessen verticale Säule BD oben und unten mit Zapfen versehen ist, deren Lager an dem

Fig. 158.



Prahme befestigt sind. Der Schnabel des Auslegers trägt die Rollen c_1, c_2, über welche die Zugkette k geführt ist, so daß in der unteren Kettenschleife die lose Rolle e hängt, deren Gehänge die Grabschaufel G trägt. Die letztere besteht aus einem oben offenen Blechcylinder von ovalem Querschnitt, deren oberer Rand g_1 mit einer Stahlschneide versehen ist, während der Boden g_2 um ein Scharnier g_3 sich zurückschlagen läßt, wenn durch eine Schnur ein Haken oder Riegel bei g_4 zurückgezogen wird. Die Schaufel G ist an einem längeren Stiele F befestigt, welcher den aus doppelten Hölzern gabelförmig gebildeten Ausleger durchsetzt, so daß dieser unten mit einer Zahnstange f versehene Stiel in seiner Richtung verschoben werden kann, wenn die Axe f_1,

welche ein Zahnrad für die Zahnstange f trägt, durch das Kettenrad f_2 und die Kette k_1 gedreht wird. Vermöge dieser Einrichtung kann der Stiel F außer seiner Verschiebung auch gleichzeitig eine Drehung um die Axe f_1 annehmen. Das Umschwenken des Auslegers in horizontaler Richtung wird durch eine Kettenscheibe W bewirkt, an deren Umfange die beiden Enden einer Kette k_2 befestigt sind, die um eine auf dem Prahm aufgestellte Windetrommel gewickelt ist. Die Drehung dieser Trommel nach der einen oder anderen Richtung hat daher ein Umdrehen des Auslegers nach links oder rechts zur Folge.

Durch die hier gewählte Anordnung des Betriebes kann der Grabschaufel G die zum Abstechen des Materials erforderliche Bewegung ertheilt werden, wie sie bei der Grabarbeit aus freier Hand erforderlich ist, wovon man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Denkt man sich durch den Händel H das Kettenrad ausgerückt, so daß dasselbe lose auf der Axe des Zahnrades f_1 läuft, so werden der Stiel und die Grabschaufel sich so stellen, daß der Schwerpunkt derselben in der verticalen Tangente an die Rolle c_1 liegt und bei einem Nachlassen der Kette k wird dieser Schwerpunkt in dieser Verticalen VV sinken, wobei der Stiel F sich entsprechend nach abwärts verschiebt. Ein Anziehen der Kette k durch die betreffende Windetrommel wird dagegen ein verticales Steigen des Schwerpunktes mit gleichzeitiger Aufwärtsschiebung des Stieles F zur Folge haben. Man hat es daher ganz in seiner Gewalt, den besagten Schwerpunkt und somit die Grabschaufel selbst in die zum Baggern erforderliche Höhe zu bringen. Denkt man nunmehr das Kettenrad f_2 durch den Hebel H eingerückt, so daß dasselbe mit der Axe des Zahnrades f_1 fest verbunden ist, so wird bei einem Nachlassen der Kette k durch die Linksdrehung der Rolle c_1 und des Kettenrades f_2 ein Aufwärtsschieben des Stieles F stattfinden, dessen Betrag vh ist, unter h die Verlängerung des Kettenstückes $c_1 G$ und unter v das Umsetzungsverhältniß zwischen den betreffenden Rädern c_1 und f_1 verstanden. Ebenso wird beim Anziehen der Kette k eine Abwärtsschiebung des Stieles F eintreten. In Folge dieses Zusammenhanges wird die Grabschaufel eine gewisse, von dem Umsetzungsverhältnisse v abhängige krumme Bahn beschreiben, welche in der Figur für den Punkt G unter Voraussetzung eines Verhältnisses $v = 1/4$ in $G_1 G G_3$ gezeichnet ist. Wie eine solche Bewegung, die man, wie schon erwähnt, in beliebiger Höhenlage des Eimers vornehmen kann, eine Grabarbeit sowohl über wie unter Wasser bewirken kann, dürfte aus der Figur ersichtlich sein. Es kann hierbei bemerkt werden, daß, wenn, wie angenommen, das Senken des Stieles durch dessen eigenes Gewicht geschieht, die äußerste Lage des Eimers stattfindet, wenn der Schwerpunkt desselben in der tiefsten Lage, also etwa in G_2, steht. Soll der Eimer noch weiter nach rückwärts gezogen werden, etwa in die Lage G_1, so kann dieses dadurch bewirkt

werden, daß von dem hinteren Ende des Eimers eine besondere Kette k_2 nach einer Windetrommel geführt wird, wie man anfänglich bei diesen Baggern eine solche Kette auch in der That anwandte*). Man kann denselben Erfolg aber auch, wie es bei den Baggern der Dredging Co. in Philadelphia gefunden wird, dadurch erreichen, daß man die Drehung der Axe von f_1 nicht von derjenigen der Rolle c_1 abhängig macht, sondern direct von der Betriebsmaschine bewirken läßt. In diesem Falle ist auch über die tiefste Lage des Eimerschwerpunktes in G_2 noch durch die gleichzeitige Bewegung der Kette k und des Zahnrades f_1 eine Rückwärtsbewegung der Schaufel bis dicht an das Schiffsgefäß nach G_1 ermöglicht.

Ist in der gedachten Weise durch Anziehen des Eimers in seiner hintersten Lage und gleichzeitiges Abwärtsschieben des Stieles F ein Abstechen der Erde und Füllen der Schaufel bewirkt, und die letztere durch die weitere Bewegung bis zur entsprechenden Höhe gehoben, so erfolgt das Umschwenken des Auslegers durch Einrücken der Winde für die Kette k_2, worauf ein Zug an der Schnur die Bodenklappe zum Aufschlagen veranlaßt, so daß das Material in den betreffenden Modderprahm, bezw. den Transportkarren herabfällt. Wird der Ausleger zurückgedreht und der Stiel gesenkt, so kann dasselbe Spiel sich wiederholen.

Die Arbeit dieser Maschinen geht sehr schnell von statten, indem zu einem Spiele meist nur etwa eine Minute erforderlich ist, vorausgesetzt, daß der Maschinenführer die nöthige Uebung besitzt. Bei dem für die Drauregulirung angewandten Apparate dieser Art**) betrug der Inhalt des Eimers etwa 0,6 cbm, die Ausladung des Auslegers 7,32 m, die Länge des Baggerschiffes 18,59 m und seine Breite 7,32 m. Bei Verwendung einer 14 pferdigen Dampfmaschine ergab sich eine Leistung von 310 cbm Boden in 10 Stunden, bei einer größten Baggertiefe von 4,88 m unter und einer größten Ablegehöhe von 4,27 m über dem Wasserspiegel.

Eine andere Art von Excavatoren zeigt eine solche Einrichtung, vermöge deren das die Masse aufnehmende Gefäß durch eine Winde an Ketten einfach auf den Grund niedergelassen und nach geschehener Füllung über Wasser gehoben wird, so daß in der geeigneten Höhe eine Entleerung geschehen kann. Zu dem Ende besteht das Gefäß aus zwei schaufelartigen Theilen, welche durch Scharniere so mit einander verbunden sind, daß sie sich wie die Backen einer Beißzange gegen einander legen oder von einander entfernen können. Aus Fig. 159 ist diese Einrichtung ersichtlich. Die beiden Blechgefäße A_1 A_2 von der Form cylindrischer Quadranten sind bei a_1 a_2 in

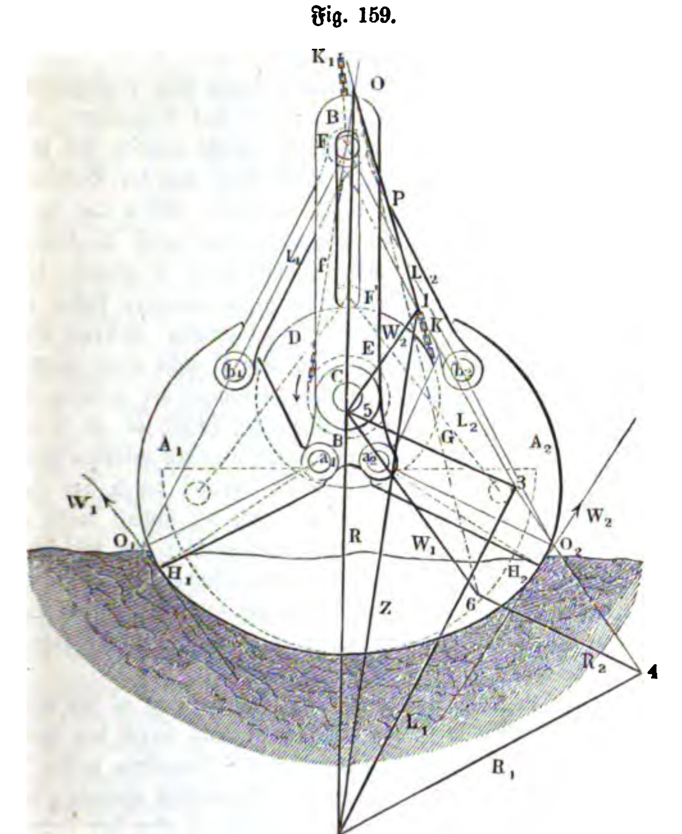
---

*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1872, S. 269.

**) S. Zeitschr. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1871, S. 181.

Scharnieren an ein eisernes Gestell B angeschlossen, in welchem die Axe C ihre Zapfenlager findet. Auf dieser Axe C ist eine größere Kettenscheibe D

Fig. 159.



befestigt, von deren Umfange eine Kette K nach oben ausgeht, wo sie nach Passirung einer Leitrolle auf eine Windetrommel geführt ist, welche nach Erforderniß umgedreht werden kann. Außer dieser größeren Kettenrolle D sind auf der Axe C noch zwei kleinere Rollen E angebracht, von deren jeder eine daran befestigte Kette f ausgeht, welche oberhalb eine Queraxe F ergreift. Die Queraxe F, deren Enden in den Schlitzen des Gestelles B ihre Führungen finden, wird in Folge dieses Zusammenhanges bei einer durch den Zug der Kette K bewirkten Drehung der Axe C im Sinne des Pfeiles durch die Ketten f der Axe C genähert, wobei, wenn F nach F' gelangt, durch ein Paar Lenkschienen L_1 und L_2 ein Schließen der Klappen A_1 und

A_2 erfolgen muß, wie die Punktirung in der Figur andeutet. Der ganze Apparat hängt außerdem an einer zweiten, an der Queraxe F angreifenden Kette K_1, welche nach einer zweiten Windetrommel auf dem betreffenden Baggergerüste geführt ist.

Denkt man sich den ganzen Apparat durch Nachlassen der letztgedachten Kette K_1 niedergelassen, so sind die Klappen durch das Eigengewicht des noch besonders beschwerten Gestelles B und der Axe C geöffnet, und die schneidenden Kanten H_1 und H_2 der beiden Gefäße werden bis zu einer gewissen Tiefe in den Boden eindringen, welche Tiefe von der Belastung des Apparates und der Weichheit des Grundes abhängt. Wird nun die bisher schlaffe Kette K angezogen, so wird in gedachter Art durch die Umdrehung der Axe C ein weiteres Eindringen der Schneidkanten H bewirkt, bis dieselben beim vollständigen Schluß der Zange gegen einander stoßen und in ihren Hohlraum die abgeschnittene Erdmasse aufnehmen. Hierauf wird ein fernerer Zug der Kette K eine Drehung der Axe C nicht mehr hervorrufen können, vielmehr wird nun der ganze Apparat sammt der gelösten Bodenmasse emporsteigen, sobald der Zug der Kette den Werth $G + Q$ erreicht, wenn G das Gewicht des Apparates und Q dasjenige des gelösten Materials bedeutet. Während des Aufsteigens wird der Apparat durch den Zug der Kette K fortwährend geschlossen gehalten, so daß der Inhalt nicht zurückfallen kann. Erst nach genügender Erhebung und nachdem der frei hängende Apparat entsprechend zur Seite über das betreffende Transportfahrzeug dirigirt worden ist, öffnet man die Klappen einfach dadurch, daß die Kette K_1 nunmehr angezogen wird, wobei K schlaff wird und die Masse sofort aus den Klappen herausfällt.

Die vorgedachte Wirkung setzt voraus, daß das Gewicht G des belasteten Excavators eine hinreichende Größe habe, damit nicht durch den Kettenzug der Apparat einfach gehoben werde, anstatt daß die Schaufeln in den Boden einschneiden. Die Größe dieser Belastung G ist zunächst abhängig von der Widerstandsfähigkeit W des Bodens und ferner von der Art der Zusammensetzung des Apparates. Es leuchtet ein, daß die Belastung um so größer sein muß, je größer der Widerstand ist, welchen das Bodenmaterial dem Eindringen der Schaufeln entgegensetzt.

Um über die erforderliche Größe der Belastung sowie die an der Kette K anzubringende Zugkraft P ein Urtheil zu gewinnen, kann man am einfachsten sich der folgenden graphischen Untersuchung bedienen. Wirkt an der Kette K irgend eine Zugkraft P, so bringt dieselbe an der Kette f in deren Richtung eine Zugkraft Z hervor, welche sich mit K in O schneiden möge. Diese beiden Kräfte P und Z sind im Gleichgewichte mit der von dem Gestelle G auf die Zapfen von C ausgeübten Reactionskraft R, welche letztere daher die Richtung $O\,C$ haben muß. Macht man daher nach irgend einem

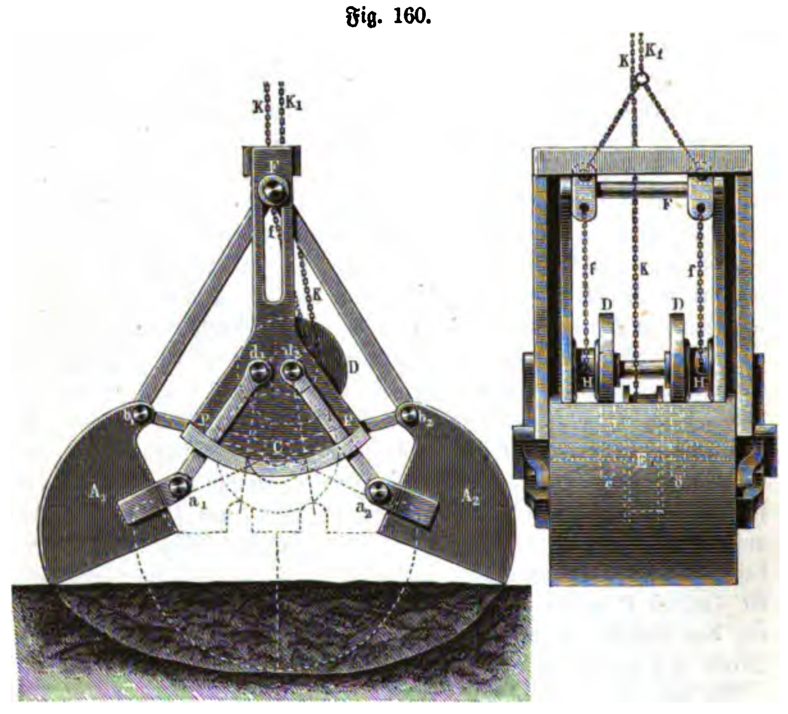
Kräftemaßstabe $O\,1$ gleich P, so erhält man die Zugkraft Z in $1\,2$ und die Zapfenreaction R in $O\,2$, wenn man $1\,2$ parallel zu der Kette f zieht. Zerlegt man nun die Zugkraft $Z = 1\,2$ nach den Richtungen der Schubstangen Fb_1 und Fb_2, so erhält man die in diesen Schubstangen wirkenden Druckkräfte und zwar L_2 in $1\,3$ und L_1 in $3\,2$. Um nun den Bodenwiderstand festzustellen, beachte man, daß die Schneiden H_1 und H_2 sich um a_1 und a_2 zu drehen streben, der Widerstand des Bodens daher senkrecht zu den betreffenden Radien $H_1 a_1$ und $H_2 a_2$ anzunehmen ist, also bezw. in $H_1 W_1$ und $H_2 W_2$ wirkt. Da diese Widerstände W_1 und W_2 sich mit den Stangenkräften L_1 und L_2 in O_1 und O_2 schneiden, so erhält man wieder in $O_1 a_1$ und $O_2 a_2$ die Richtungen der Reactionen R_1 und R_2, mit welchen das Gestell G auf die Drehzapfen a_1 und a_2 zu wirken hat. Zerlegt man demgemäß die Schubstangenkraft $L_1 = 3\,2$ nach $3\,4$ parallel mit $W_1 H_1$ und $4\,2$ parallel mit $a_1 O_1$, so erhält man in $4\,3$ die Größe des Erdwiderstandes in H_1 und in $2\,4$ die Reaction R_1 des Gestelles auf den Zapfen a_1. In derselben Weise hat man die Stangenkraft $L_2 = 1\,3$ parallel zu $W_2 H_2$ und $a_2 O_2$ zu zerlegen, wodurch man in $5\,1$ den Erdwiderstand in H_2 und in $3\,5$ die Reaction R_2 des Gestelles auf den Zapfen a_2 erhält. Man hat daher das Kräftepolygon $1\,O\,2\,4\,3\,5\,1$ erhalten, und wenn man, zur besseren Uebersicht, $W_1 = 4\,3$ nach $6\,5$ und $R_2 = 3\,5$ nach $4\,6$ verlegt, d. h. indem man das Parallelogramm $4\,3\,5\,6$ zeichnet, so giebt das Kräftepolygon $6\,5\,1\,O\,2\,4\,6$ eine deutliche Anschauung der auf den Apparat wirkenden Kräfte. Die äußeren Kräfte W_1, W_2 und P sind hier durch $6\,5\,1\,O$ und die Reactionen R, R_1 und R_2 des Gestelles auf die Zapfen C, a_1 und a_2 durch $O\,2\,4\,6$ gegeben. Man ersieht daher, daß für einen Bodenwiderstand, welcher durch $W_1 = 6\,5$ ausgedrückt ist, die Zugkraft P an der Kette K den Betrag $1\,O$ haben muß, und daß die von dem Gestelle auf die Zapfen auszuübende Gesammtreaction durch die Strecke $O\,6$ gegeben ist, diese Strecke daher die Belastung G repräsentirt.

Wie aus der Figur ersichtlich, sind die beiden Kräfte W_1 und W_2 in der Figur von verschiedener Größe, wodurch angezeigt ist, daß in der angenommenen Lage des Apparates nur die Kante H_1 eindringen wird, auf welche die größere Kraft wirkt. Dadurch wird aber eine andere Stellung des Geräthes und eine Aenderung in dem Verhältnisse der Kantendrucke W_1 und W_2 herbeigeführt, in Folge dessen auch die andere Kante H_2 zum Schneiden gelangt. Auch dürfte ersichtlich sein, daß der Apparat sich von selbst immer so stellen wird, daß die Gesammtreaction $O\,6$ des Gestelles gegen die Zapfen vertical gerichtet ist, da das Gestell nur vermöge seiner Belastung, also nur in verticaler Richtung reagiren kann. In der vorliegenden Untersuchung sind die schädlichen Widerstände des Apparates, wie Zapfenreibungen &c., außer Acht gelassen, wollte man sie berücksichtigen, so ändert sich die Unter-

suchung nicht, und man hat nur die Reactionsrichtungen R, R_1 und R_2 anstatt central, tangential an die betreffenden Reibungskreise zu legen, wie oben mehrfach gezeigt worden. (S. Thl. III, 1, Anhang.)

Während bei weichem Boden, welcher dem Eindringen der Schneiden nur wenig Widerstand entgegensetzt, das Eigengewicht des Apparates meist schon genügend ist, um die beabsichtigte Wirkung hervorzubringen, so erfordert schwerer Thonboden eine bedeutende Belastung, welche bei größeren Apparaten

Fig. 160.

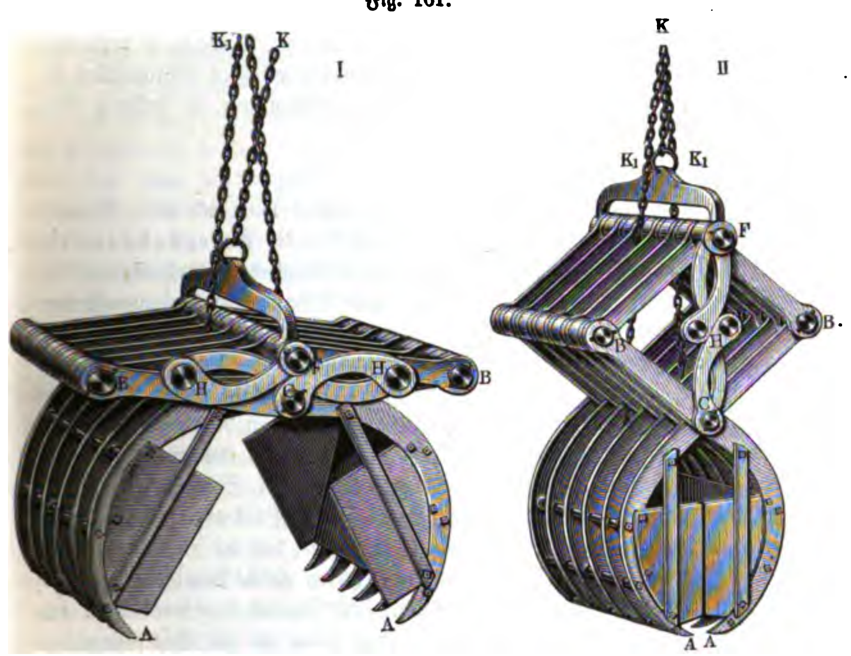


oft mehrere Tonnen betragen kann. Hieraus folgt, daß derartige Hebevorrichtungen in solchem Falle nur einen geringen Wirkungsgrad haben werden. Bezeichnet nämlich Q das Gewicht der gelösten Masse und G das Gewicht des belasteten Apparates, so muß die schließliche Zugkraft der Kette gleich $G + Q$ sein, und man hat daher für die eigentliche Hebung, wenn von allen schädlichen Widerständen im Apparate selbst abgesehen wird, nur einen Wirkungsgrad $\eta = \frac{Q}{Q + G}$.

Wenn das Belastungsgewicht G nicht groß genug ist, so findet eine unvollkommene Wirkung des Excavators in der Art statt, daß die Backen nur so

weit in den Boden einschneiden, bis der an der Kette erforderliche Zug einen Betrag annimmt, welcher gleich dem Gewichte des Apparates ist, vermehrt um den Widerstand, welchen der Boden dem Abreißen der unterschnittenen Erdmasse entgegensetzt. In solchem Falle wird eine vollständige Füllung des Gefäßes nicht erzielt, sondern nur die Förderung zweier Erdklumpen erreicht werden. Um diesem Uebelstande möglichst zu begegnen, hat man dem Apparate mancherlei Anordnungen gegeben, von welchen hier nur die von Voth*) angegebene in Fig. 160 angeführt werden möge. Hierbei sind

Fig. 161.



zur Erzielung eines möglichst constanten Schneidwiderstandes die beiden Gefäßbacken A_1 und A_2 nicht um feste Bolzen des Gestelles drehbar gemacht, sondern auf jeder Seite durch je zwei Lenkschienen Cb und da geführt, während die Schließung der Backen ebenfalls durch die Schubstangen Fb erfolgt. Nur sind die Trommeln H für die Zugketten f nicht direct auf der Axe der Kette K, sondern auf einer Axe d_2 angebracht, und werden von C durch die beiderseitigen Vorgelegsräder ee und DD umgedreht. Zufolge dieser Anordnung kann man die Bewegung jeder Klappe in jedem Augen-

*) Zeitschr. deutsch. Ing. 1874, S. 35.

blicke als eine unendlich kleine Drehung um den derzeitigen Pol P oder das Momentancentrum ansehen, welches in dem Durchschnittspunkte der zu einander gehörigen Lenkschienen Cb und da gefunden wird.

Bei steinigem Boden und zum Heben der Steintrümmer nach Felssprengungen unter Wasser giebt man den Zangenbacken der Excavatoren die entsprechende Form, wie aus der Fig. 161 (a. v. S.) erhellt, welche die von Holroyd angegebene und von der American Dredging Co. viel gebrauchte Klaue vorstellt. Beim Niederlassen dieses Apparates (I) hängt derselbe an der doppelten Kette K_1, welche die Axe C der scheerenförmigen Arme ACB ergreift, während der Zug an der Kette K, die mit der Traverse F verbunden ist, ein Schließen der Backen und Erheben der gefaßten Materialien bewirkt (II). Die Parallelogrammschienen H dienen nur zu besseren Versteifung des Apparates.

§. 40. **Baggermaschinen.** Am häufigsten bedient man sich zum Baggern der Maschinen mit endlosen Eimerketten nach Art der Paternosterwerke oder Elevatoren, bei denen die mit den Kettengliedern verbundenen Gefäße oder Eimer mit schneidigem Rande zum Abstechen der Bodenmasse versehen sind. Diese Ketten werden über zwei horizontale prismatische Trommeln, die sogenannten Turas, geführt, welche ein regelmäßiges vier- bis sechsseitiges Polygon zur Grundfläche haben. Die Axen dieser Trommeln sind an den Enden eines langen hölzernen oder eisernen Rahmens, der sogenannten Eimerleiter oder Baggerleiter, gelagert, welcher in verticaler oder schräger Richtung von dem Baggergerüste oder Schiffsgefäße in die auszubaggernde Grube herabhängt. Durch Drehung des oberen Turas wird die Eimerkette in stetige Bewegung versetzt, derart, daß bei jeder Umdrehung der Trommel eine mit der Seitenzahl der letzteren gleiche Anzahl von Kettengliedern über die Trommel geführt wird. Selbstredend correspondirt die für alle Kettenglieder gleiche Länge der letzteren genau mit der Seitenlänge der Trommeln. Diese Baggermaschinen hat man in solche mit verticaler und mit geneigter Eimerleiter zu unterscheiden, und man wendet die ersteren hauptsächlich zum Ausbaggern von Baugruben an, wobei die obere Trommel auf dem festen Baugerüste (Spundwänden) nach Art eines Laufkrahnes verschieblich angebracht ist, während zum Ausbaggern von Canälen, Flüssen und Hafenbassins die Bagger mit schrägen Leitern häufiger Verwendung finden. Hierbei wird die ganze Baggermaschine auf einem Schiffsgefäße aufgestellt, durch dessen Bewegung allmälig alle Punkte des Terrains der Wirkung der Baggereimer ausgesetzt werden. Die Bewegung der Baggerkette durch Umdrehung der oberen Trommel, die untere Trommel wird niemals direct bewegt, sondern immer nur durch die Kette mit herumgezogen,

geschieht nur bei kleinen Baggermaschinen und geringer Tiefe durch Menschenkraft, für größere Leistungen und Tiefen wendet man jetzt allgemein Dampfbagger an. Die in früherer Zeit namentlich in Holland zur Anwendung gebrachten Pferdebagger dürften kaum noch Verwendung finden, ebenso wie die auf größeren Strömen ehedem wohl gebrauchten Bagger mit Bewegung durch Schiffsmühlenräder, welche von vornherein mit dem Uebelstande verbunden sind, daß das Baggern in der Regel gerade an solchen Stellen nothwendig ist, wo die Strömung nur eine schwache ist. Außer der Bewegung der Baggerkette muß, wie aus dem Vorstehenden ersichtlich ist, gleichzeitig eine fortschreitende Bewegung der ganzen Baggereinrichtung stattfinden, diese Bewegung wird bei Dampfbaggern ebenfalls durch die Dampfmaschine hervorgerufen. Da es bei einer größeren beabsichtigten Vertiefung meist nicht möglich ist, dieselbe mit einem einmaligen Durchgange des Baggers herzustellen, so ist es nöthig, den Baggern eine solche Einrichtung zu geben, daß man die Baggertiefe innerhalb gewisser Grenzen veränderlich machen kann. Bei verticalen Baggern geschieht dies durch entsprechende Verlängerung der Eimerleiter und Eimerkette, während man bei Anwendung einer schrägliegenden Baggerkette in der Veränderung von deren Neigung gegen den Horizont ein Mittel zur Veränderung der Tiefe in der Hand hat.

Die Füllung der Eimer am Grunde der Grube geschieht einfach dadurch, daß dieselben durch den die Bewegung des ganzen Baggers bewirkenden Kettenzug gegen das abzugrabende Terrain gedrückt werden, während die Entleerung der Eimer oberhalb der oberen Turas beim Umwenden von selbst geschieht, oder doch nur bei sehr zähem Thonboden einer Nachhülfe durch leichte Schläge auf die Eimerböden bedarf. Die aus den niedergehenden Eimern herausfallende Masse stürzt auf eine geneigte Schüttrinne, von welcher sie nach den seitlich aufgestellten Transportgefäßen heruntergleitet. Damit letzteres sicher geschehe, muß die Neigung dieser Schüttrinne steiler sein, als die natürliche Böschung der gebaggerten Masse. Man pflegt die Neigung der Schüttrinne gegen den Horizont bei Sand nicht unter 30° und bei Thon bis zu 45° anzunehmen. Man erkennt hieraus, daß die Baggerkette das Material wesentlich höher heben muß, als die eigentliche Förderhöhe beträgt, und zwar um so höher, je länger die Schüttrinne ist, d. h. je weiter das Aufnahmegefäß von der oberen Kettentrommel entfernt ist. In einzelnen Fällen hat man auch den leichteren Abfluß der Masse auf der schwächer geneigten Rinne durch Zuführung von Wasser zu befördern gesucht, welches gleichzeitig durch die Eimer mit emporgehoben wird, sonst pflegt man die nutzlose Hebung von Wasser gleichzeitig mit dem Bodenmateriale durch einige Abflußlöcher in jedem Eimer zu umgehen. Die großartigste Anwendung des Wassers zum Fortspülen des gehobenen Materials

geschah beim Bau des Suezkanals*), wo man die aus den Baggereimern herabstürzende Masse in lange Rinnen (Couloirs) von nur geringer Neigung und Längen bis zu 70 m fallen ließ. Durch eine über zwei Rollen an den Enden einer solchen Rinne geführte, endlose, langsam bewegte Kette, deren Glieder mit tellerförmigen Transportscheiben versehen waren, beförderte man unter gleichzeitiger Zuführung von Spülwasser den Abfluß der Masse, so daß ein Gefälle dieser Rinnen von 4 bis 5 Proc. für Sand und 6 bis 8 Proc. für Thon genügte. Die erforderliche Quantität Wasser betrug bei Sand etwa die Hälfte der gebaggerten Masse dem Volumen nach, bei Thon weniger.

Damit die aus den Eimern herabstürzende Masse nicht in die Baugrube zurückfällt, sondern von der Schüttrinne aufgefangen wird, muß letztere bei verticaler Eimerleiter so dicht an die Kette geschoben werden, daß sie der Bewegung der Eimer im Wege stehen würde. Aus diesem Grunde muß die Schüttrinne jedesmal nach Entleerung eines Eimers behufs dessen Passirung zur Seite gezogen und dann wieder vorgeschoben werden, was bei kleineren Baggermaschinen durch einen Arbeiter geschieht. Bei größeren Verticalbaggern hat man diese Bewegung der Maschine übertragen, indem jeder Eimer mittelst eines vorstehenden Stiftes im geeigneten Zeitpunkte auf einen Hebel drückt, durch dessen Bewegung der Modderrinne die gedachte Schwingung ertheilt wird. Bei schräger Eimerleiter ist eine solche Vorkehrung nicht nöthig, da die feste Schüttrinne hierbei dem Vorbeigange der Eimer ein Hinderniß nicht entgegenstellt.

Da die Lösung des Materials auch über Wasser in derselben Art geschehen kann, wie unter Wasser, so hat man sich der Baggermaschinen als sogenannte Trockenbagger in neuerer Zeit mit großem Vortheile zur Ausführung von Erdarbeiten bedient, so namentlich bei der Ausführung des Suezkanals und bei den Donauregulirungsarbeiten in der Nähe von Wien. Einen solchen Trockenbagger, wie sie zuerst von Couvreux beim Suezkanal zur Anwendung gekommen sind, kann man der Hauptsache nach als Dampfrollkrahn bezeichnen, bei welchem die Windetrommel durch den oberen Turas einer schrägen Eimerleiter ersetzt ist, deren unteres Ende mittelst eines Flaschenzuges an den Schnabel des Auslegers gehängt ist.

Eine verticale Handbaggermaschine, wie sie zum Ausbaggern von Baugruben, etwa der Brückenpfeiler, angewendet wird, zeigt Fig. 162**). Auf dem die Baugrube umschließenden Pfahlgerüste A ist hierbei die Plattform B auf den Schienen a der Länge der Baugrube nach verschiebbar angebracht.

*) S. Oppermann, Portefeuille économique 1869, Pl. 15 — 16.
**) S. Hagen, Wasserbaukunst. Thl. III, Bd. IV.

Die Plattform B trägt die sechs Pfosten C mit zwei Querstegen D, an welchen der obere Turas E gelagert ist, dessen Drehung von einer Kurbel F aus mittelst eines Rädervorgeleges bewirkt wird. Ueber die vierseitige Trommel E sind zwei endlose Scharnierketten K gehängt, welche unten anstatt über

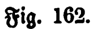
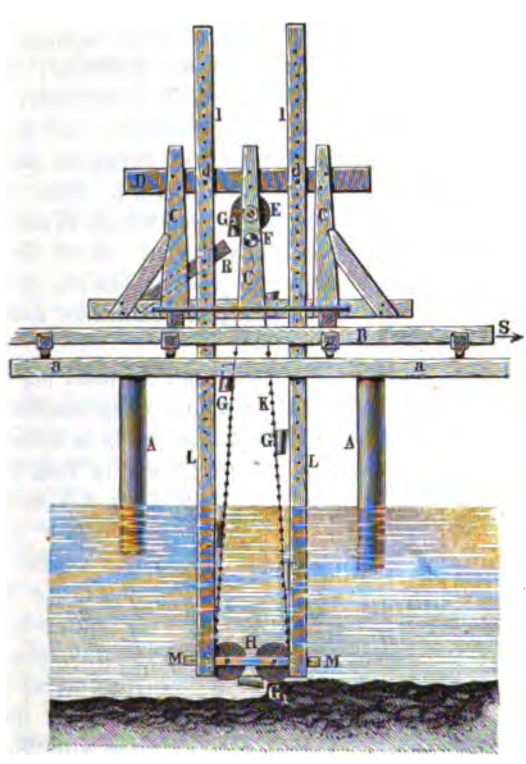


Fig. 162.



eine Trommel über zwei cylindrische Walzen H geführt sind. An einzelnen der die beiden Ketten verbindenden Scharnierbolzen sind die Blecheimer G befestigt, deren obere Ränder bei G_1 in das Material des Grundes einschneiden, und bei G_2 ihren Inhalt auf die Schütttrinne R fallen lassen, welche, wie oben bemerkt wurde, vor jedem ankommenden Eimer so lange zur Seite geschoben wird, bis der Eimer vorüber gegangen ist. Die Eimerkette stets straff und in richtiger Lage zu halten, dient der aus vier Langhölzern L bestehende, durch Querhölzer M verbundene Rahmen, welcher durch Bolzen d mit den Querstegen D verbunden, auch sonst in der Plattform durch Führungen am seitlichen Schwanken verhindert ist. Wie man

vermöge der Löcher l in den Leiterbäumen die Pfosten L senken, d. h. die Leiter verlängern kann, um aus größerer Tiefe zu baggern, ist an sich klar, natürlich muß mit jeder Verlängerung oder Verkürzung des Rahmens die Einschaltung resp. Herausnahme einer Anzahl von Gliedern der Eimerkette vorgenommen werden. Die Veränderung der Baggertiefe ist daher nicht willkürlich, sondern von der Länge der Kettenglieder abhängig. Denkt man während des Baggerns das Gerüst nebst der Leiter durch ein Seil S, etwa mittelst einer einfachen Spillwinde, langsam fortbewegt, so werden die Eimer eine Furche oder Rinne von der Breite b der Eimer und von der Tiefe t des Einschneidens aus dem Boden ausheben, und man kann nun, nach Rückführung des Baggers und seitlicher Versetzung um die Breite b eine neue Rinne neben der ersten herstellen u. s. f. Beim Rückgange des Baggers arbeiten die Eimer nicht, es wird der Betrieb vielmehr stets so geführt, daß die Eimer gegen den Berg arbeiten. Ist die Vertiefung durch ein einmaliges Ueberführen noch nicht genügend bewirkt, so wird dasselbe Verfahren nach vorheriger Verlängerung der Eimerleiter und Kette so oft als nöthig wiederholt.

Die Anwendung einer schrägliegenden Eimerkette findet sich fast allgemein bei den größeren durch Dampfkraft betriebenen Baggermaschinen, und zwar ordnet man in der Regel eine solche Leiter an, welche in einem Längsschlitze des die Baggermaschine tragenden Schiffsgefäßes ihren Platz findet, wie aus Fig. 163 ersichtlich ist, worin die Eimerleiter durch AB und das Schiffsgefäß mit CD bezeichnet ist. Hierbei kann, wie in Fig. I, die Anordnung so getroffen sein, daß die obere Kettentrommel bei A an dem Ende des Baggerschiffes angebracht ist, so daß die geförderte Masse direct in der Richtung des Pfeiles auf das vorgelegte Modderschiff M verstürzt wird, oder die untere Trommel B liegt, wie in II, am Schiffsende, und die Verstürzung der Masse geschieht von A aus abwechselnd durch eine der Rinnen R oder R_1 nach dem Mudschiffe M oder M_1, indem durch eine verstellbare Klappe K der Masse entweder der eine oder der andere Weg vorgeschrieben werden kann. Vermöge dieser Einrichtung ist der Zeitverlust fast gänzlich vermieden, welcher bei der Anordnung I mit dem Auswechseln eines gefüllten Modderprahms M durch einen leeren verbunden ist, indem bei der Anordnung II bereits ein leerer

Fig. 163.

Prahm auf der einen Schiffsseite angelegt werden kann, während der auf der anderen Seite liegende gefüllt wird. Dieser Umstand fällt bei Wellenschlag und unruhiger See besonders ins Gewicht, weil hierbei die Auswechselung bezw. Wendung der Modderprahme oftmals nur mit Schwierigkeiten und größerem Zeitverlust verbunden ist. Ein fernerer Vortheil des Systems II beruht darin, daß man diesen Bagger auch dazu benutzen kann, die für seine Wirksamkeit erforderliche Wassertiefe zuvor herzustellen, indem die Eimerleiter am unteren Ende *B* über das Schiffsende hinaus vorragt, derart, daß eine Vertiefung seichter Ufer und selbst ein Abgraben hervorragender Landzungen, also gewissermaßen ein Trockenbaggern möglich wird, was bei dem Bagger I nicht der Fall ist. Andererseits ist es allerdings ein Nachtheil des Baggersystems Nr. II, daß die geförderte Masse viel höher gehoben werden muß, als bei Nr. I, da sie nach dem Herabfallen von den Eimern noch um die halbe Schiffsbreite nach der Seite gleiten muß, welchen Seitentransport man nur durch eine hinreichend steile Lage der Rinnen R und R_1 erreichen kann. Aus diesem Grunde ist zum Heben der Baggermasse eine größere mechanische Arbeit erforderlich, doch ist dieser Nachtheil deswegen weniger erheblich, weil der hauptsächliche Kraftaufwand bei Baggermaschinen überhaupt nicht sowohl zum eigentlichen Heben als vielmehr zum Losgraben der Masse verwendet wird (s. unten).

Man hat auch bei Baggermaschinen die Leiter quer vor den Kopf des Schiffsgefäßes gelegt; so waren insbesondere die früheren Pferdebagger der Ostseehäfen*) eingerichtet; diese Anordnung kann unter Umständen zum Ausbaggern der Baugruben von Brückenpfeilern sich empfehlen.

Endlich hat man auch Dampfbagger mit zwei Eimerleitern**) ausgeführt, welche, zu beiden Langseiten des Schiffes angeordnet, gleichzeitig zwei Moddergefäße füllen. Diese Anordnung hat sich aber nicht besonders bewährt, jedenfalls ist die Leistung eines zweileitrigen Baggers niemals gleich der von zwei einleitrigen Baggermaschinen von denselben Verhältnissen. Der Grund dürfte in den häufigeren Betriebsunterbrechungen zu suchen sein, welche hier dadurch veranlaßt werden, daß die beiden Moddergefäße nicht genau zu derselben Zeit gefüllt sind, daher das Auswechseln eines derselben und hiermit die Betriebsunterbrechung der ganzen Maschine öfter nöthig wird. Man ist daher von der Ausführung zweileitriger Baggermaschinen mehr und mehr zurückgekommen.

In Fig. 164 (a. f. S.) ist eine Skizze von dem auf der Oder angewandten einleitrigen Dampfbagger „Greif“ nach den Zeichnungen des Hagen'schen

---

*) Hagen, Handbuch der Wasserbaukunst. Thl. III, Bd. IV.

**) Zeichnungen eines Doppelbaggers, wie er auf dem Clyde angewendet wird, s. in Institution of Civil Engineers, Proceedings 1864 und daraus in Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV.

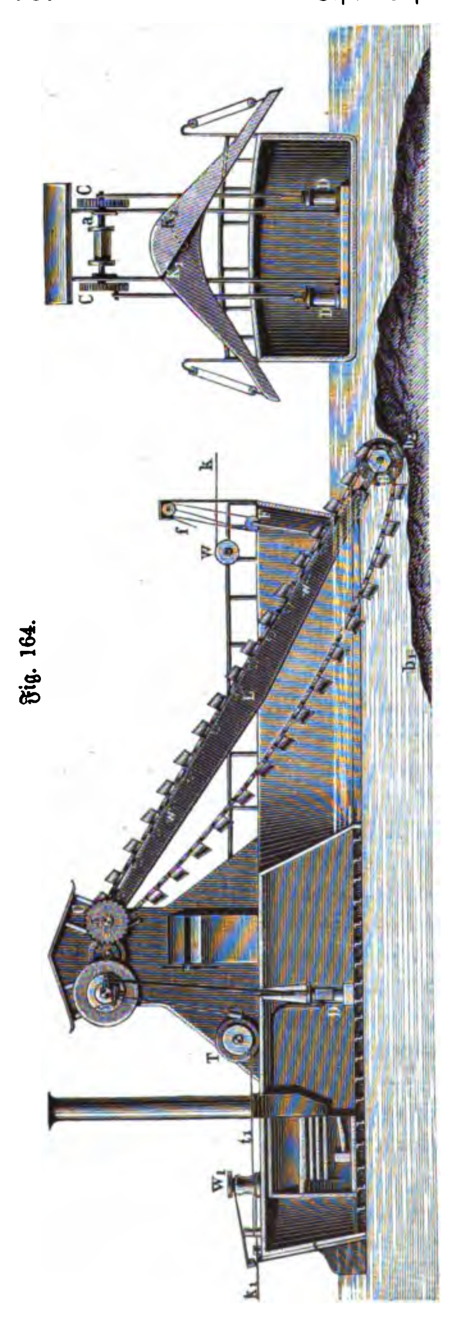


Fig. 164.

Werkes gegeben. Die aus zwei starken, eisernen, unter sich verstrebten Trägern gebildete Eimerleiter L ist oben auf die Axe der oberen Trommel A drehbar gehängt, so daß durch den Flaschenzug F, dessen Kette am unteren Theile der Eimerleiter angehakt ist, der letzteren eine größere oder geringere Neigung ertheilt werden kann, je nach der beabsichtigten Baggertiefe. Die unteren Enden der Leiterbäume nehmen die Lager für die untere Trommel B auf, in solcher Art, daß eine dort angebrachte Spannschraube ein entsprechendes Anspannen der Eimerkette gestattet. Die letztere ist nämlich in dem oberen die gefüllten Eimer aufwärts bewegenden Theile durch eine Anzahl von Rollen oder Walzen w gestützt, welche zwischen den Leiterbäumen angebracht sind, während das herabgehende leere Kettenstück frei im Bogen herabhängt. Die Anspannung der Kette geschieht daher aus dem Grunde, um ein zu tiefes Durchhängen der Kette zu verhindern, bei welchem die Eimer auf größere Erstreckung auf dem Baggergrunde b_1 schleifen würden, bevor sie sich bei b_2 mit Bodenmasse füllen würden. Natürlich darf indessen die Pfeilhöhe des unteren Kettenbogens nicht so klein gemacht werden, daß eine

Gefährdung der Kettenglieder durch die aus dem Eigengewichte der Eimerkette hervorgehende Spannung zu befürchten wäre.

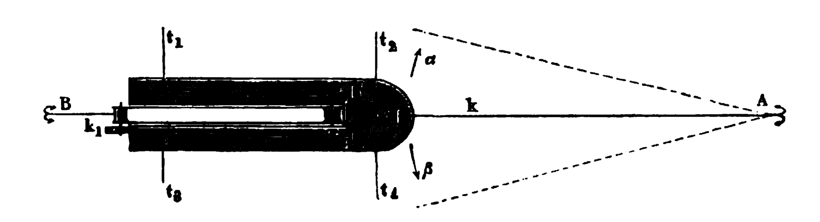
Die Bewegung der oberen Kettentrommel A geschieht durch die auf deren Axe festsitzenden Zahnräder C, welche durch andere Zahnräder von der zweicylindrigen stehenden Dampfmaschine D bewegt werden. Hierbei sucht man die Anordnung so zu treffen, daß die Verbindung zwischen der Dampfmaschine und oberen Kettentrommel eine nachgiebige ist, sobald der übertragene Druck eine bestimmte Grenze erreicht. Zu dem Ende pflegt man entweder eine Frictionskuppelung in diese Verbindung einzuschalten, oder man verbindet die Räder C mit ihrer Axe a durch hölzerne Keile, deren Abmessungen so gewählt sind, daß bei einer gewissen Grenzbelastung ein Durchscheeren der Keile stattfindet, in Folge dessen diese Räder C sich zwar weiter drehen, ohne indessen die Trommel mitzunehmen. Diese Einrichtung ist nöthig, um Brüche der Maschinentheile zu vermeiden, welche bei einer starren nicht nachgiebigen Verbindung der Dampfmaschine mit der Baggerkette eintreten müßten. Denn wenn die Eimer auf einen ausnehmend großen Widerstand, z. B. einen großen Stein, treffen würden, oder wenn sie ein Stück Treibholz erfaßt hätten, das zu lang ist, um quer durch den Schlitz des Baggerschiffes hindurchpassiren zu können u. s. w., so würde durch die lebendige Kraft der Schwungmassen ein Bruch unfehlbar herbeigeführt werden.

In welcher Weise durch Drehung der Klappe aus der Lage K_1 in diejenige K_2 und umgekehrt die aus den Eimern stürzende Masse nach Belieben nach der einen oder anderen Seite geleitet werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Das Heben und Senken der Eimerleiter geschieht ebenfalls durch die Dampfmaschine, indem die Kette f des Flaschenzuges nach der Trommel einer Winde geführt ist, deren Umdrehung nach der einen oder anderen Richtung durch ein entsprechendes Wechselgetriebe von der Dampfmaschine aus geschehen kann.

Um das Baggerschiff in gehöriger Weise bewegen zu können, sind noch mehrere Windevorrichtungen über Deck angebracht, deren Wirkung folgende ist. Zunächst steht an dem einen Ende des Schiffes die Winde W, von welcher stromaufwärts die Kette k von mehreren hundert Metern Länge ausgebracht und dort an einem ausgelegten Hauptanker befestigt ist. Diese Kette wird beim Baggern durch den Widerstand des Bodens gespannt erhalten und durch ein Anholen derselben werden die Eimer zum Eindringen in den Boden veranlaßt. Von einer zweiten Winde W_1 auf dem Hintertheil des Schiffes geht nach einem stromabwärts versenkten Anker gleichfalls eine Kette k_1, welche hauptsächlich dazu dient, ein Zurücktreiben des Baggers beim eintretenden Fluthwechsel zu verhindern. Die Bewegung des Baggers

geht hierbei indessen in anderer Art vor sich, als bei dem Verticalbagger Fig. 162, indem nämlich die von den Eimern gebaggerte Rinne hierbei nicht in die Bewegungsebene der Eimerkette hineinfällt, sondern zu dieser Ebene senkrecht steht. Den Vorgang macht Fig. 165 deutlich. Hierin bedeutet A den Hauptanker, vor welchem das Baggerschiff an der 300 bis 400 m

Fig. 165.



langen Kette k liegt, die über die Trommel der Winde W geschlungen ist. Außer der gedachten Winde W_1 für den Fluthanker B sind auf dem Schiffsdecke noch zwei Windetrommeln T_1, T_2 aufgestellt, um welche die Taue t geschlagen sind, deren Enden an festen Punkten der beiderseitigen Ufer oder an Ankern hängen. Werden nun durch die Dampfmaschine die Winden T umgedreht, und zwar so, daß die Taue t_1 und t_2 mit gleicher Geschwindigkeit auf T_1 aufgewunden und diejenigen t_3 und t_4 von T_2 abgewickelt werden, so wird das ganze Baggerschiff in der Richtung des Pfeiles α zur Seite bewegt, indem es einen sehr flachen Kreisbogen zum Mittelpunkte A beschreibt. Ist der Bagger am Ende des Schlages angekommen, so wird er nach entsprechendem Anholen der Kette k und Nachlassen der Kette k_1 durch entgegengesetzte Umdrehung der Winden T in der Richtung des Pfeiles β zurückgeführt, so daß die Eimer nunmehr eine zweite Rinne dicht neben der ersten und zu dieser concentrisch ausheben. Erst wenn durch wiederholtes Anholen der Kette k diese letztere auf etwa 150 bis 200 m verkürzt worden ist, wird der Hauptanker A weiter hinausgelegt. Diese neuerdings meist gebräuchliche Art des Transversal- oder Radialbaggerns gewährt vor dem Longitudinalbaggern, bei welchem die einzelnen Rinnen in der Ebene der Eimerkette durch Anholen der Kette k ausgeführt werden, manche Vortheile, indem der mit dem leeren Zurückholen des Baggers verbundene Zeitverlust hierbei fortfällt. Auch werden bei der älteren Methode der Herstellung gerader Rinnen in der Richtung der Leiter gar leicht die Eimer durch den nur einseitigen Widerstand zur Seite gedrängt, so daß sie leer in der schon zuvor ausgehobenen Rinne sich bewegen. Will man dies vermeiden, indem man den Bagger kräftig gegen das Terrain zur Seite zieht, so kann leicht der Fall eintreten, daß die folgende Rinne sich nicht direct an

die vorhergehende anschließt, sondern von dieser durch einen stehen gebliebenen Terrainrücken getrennt wird.

Die Neigung der Eimerleiter gegen den Horizont schwankt etwa zwischen 45° bei der größten Tiefe, und 15°, wenn die Eimer bei einem Transporte des Baggers gar nicht eingreifen sollen. Die Länge der Leiter richtet sich daher ganz nach der Baggertiefe und beträgt z. B. bei dem Bagger, Fig. 164, 18,4 m. Dabei macht die obere Trommel, welche fast immer vierseitig gemacht wird, je nach der Widerstandsfähigkeit des Bodens etwa 5 bis 8 Umdrehungen in der Minute, so daß in dieser Zeit 20 bis 30 Kettenglieder, also halb so viel Eimer passiren, wenn die letzteren um zwei Kettenglieder von einander abstehen. Die Geschwindigkeit der Baggerkette kann man im Durchschnitt etwa zu 0,30 m per Secunde annehmen und voraussetzen, daß der seitliche Transport des Baggers für jeden Eimer etwa 0,10 bis 0,12 m beträgt. Indessen hängt auch diese seitliche Geschwindigkeit wesentlich von der Beschaffenheit des Bodens, sowie von der Tiefe ab, auf welche die Eimer einschneiden. Während diese Tiefe bei festem Thonboden etwa nur 0,5 m beträgt, baggert man bei losem Sande zuweilen in einem Gange gegen einen Berg von 2 m und darüber.

Die Größe der Eimer hängt natürlich von der zu erreichenden Leistung des Baggers bei einer gewissen Geschwindigkeit der Eimerkette ab. Man kann etwa annehmen, daß die Eimer nur bis zu $1/2$ oder $2/3$ ihres Inhaltes mit Baggermasse sich füllen. Was die Größe der für eine Baggermaschine erforderlichen Betriebskraft anbetrifft, so würde eine Berechnung derselben, welche sich lediglich auf die Ausübung der erforderlichen Hebungsarbeit gründet, viel zu geringe Stärken ergeben, selbst wenn man die hier bedeutenden schädlichen Widerstände der Ketten, Rollen, Räder 2c. sämmtlich in Betracht ziehen wollte. Der größere Theil der Arbeit dürfte vielmehr zum Lösen der Bodenmasse erforderlich sein, und es ist deutlich, daß dieser Widerstand sich lediglich mit Rücksicht auf Erfahrungsresultate schätzen läßt.

Nach den von Hagen hierüber gemachten Angaben ist bei den vorzüglichsten Dampfbaggern selten eine Leistung erreicht worden, welche die Beförderung von einer Schachtruthe = 4,45 cbm pro Stunde und Pferdekraft übersteigt. Nimmt man hierfür etwa eine Baggertiefe von 6 m unter dem Wasserspiegel und noch 5 m Erhebung über Wasser an, so würde bei einem specifischen Gewichte der gehobenen Masse von 2 die einer solchen Förderung entsprechende mechanische Arbeit pro Secunde sich mit Rücksicht auf die Gewichtsverminderung unter Wasser zu

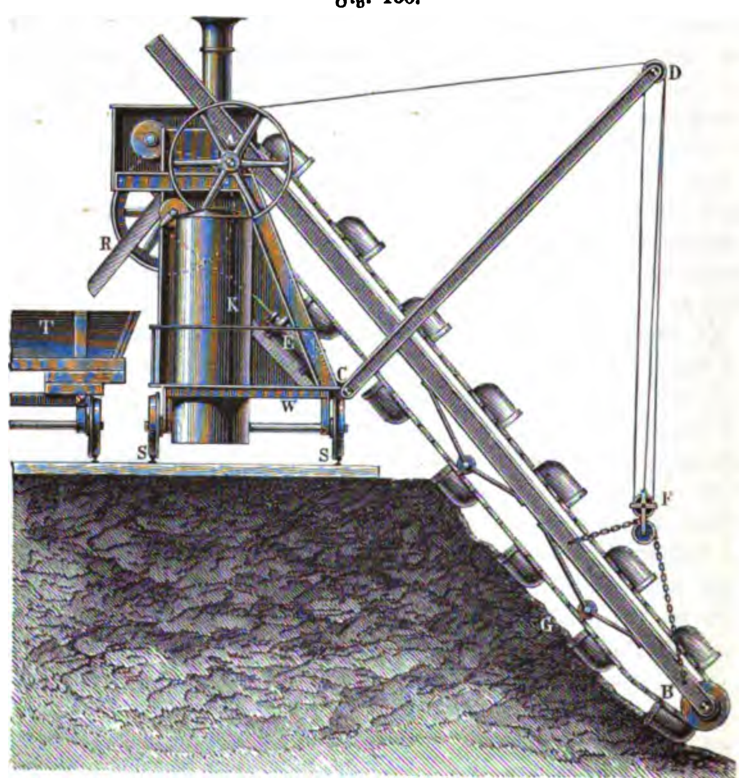
$$L = 4{,}45 \frac{2 \,.\, 1000 \,.\, 5 + (2 - 1)\, 1000 \,.\, 6}{60 \,.\, 60} = 19{,}8 \text{ mkg}$$

$$= 0{,}264 \text{ Pferdekraft}$$

berechnen, so daß also für Lösung des Bodens und Ueberwindung der Reibungswiderstände in diesem Falle über 73 Procent der Betriebskraft erforderlich sind. Dabei muß bemerkt werden, daß die Leistung der Dampfbagger nach anderen Angaben vielfach beträchtlich hinter der hier zu Grunde gelegten von einer Schachtruthe pro Stunde und Pferdekraft zurückbleibt, in welcher Hinsicht auf die ausführlichen Angaben in Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV, verwiesen sein möge.



Fig. 166.



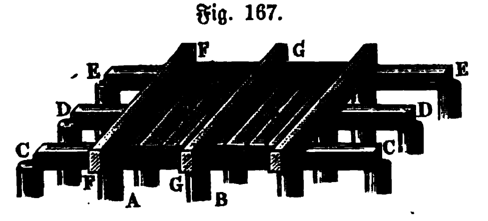
Nach Hagen kann man von der ganzen disponibeln Betriebskraft $^2/_7$ für das eigentliche Heben der Masse, $^1/_3$ für Nebenhindernisse und den Rest für die Arbeit des Lösens der Bodenmasse bei Sand rechnen. Jedenfalls ergiebt sich aus diesen Zahlen, daß eine Vergrößerung der Förderhöhe über den Wasserspiegel behufs einer schnellen und sicheren Verstürzung der Massen nach den Modderprahmen auf den Wirkungsgrad der Baggermaschine nur in geringem Maße von Einfluß sein wird. Es wird sich da-

her empfehlen, diese Höhe in allen Fällen reichlich groß anzunehmen, da die Kosten für die Beseitigung der gebaggerten Massen sehr häufig diejenigen der eigentlichen Baggerung beträchtlich überschreiten. Ueber die Vorrichtungen zur Beförderung der gebaggerten Massen siehe die folgenden Capitel über den Horizontaltransport.

Zum Schluß ist in Fig. 166 ein Trockenbagger dargestellt, wie solche beim Baue des Suezcanals von Couvreux*) angewendet worden sind. Hier trägt das auf dem Wagen *W* befestigte Gerüst die Axe *A* der oberen Kettentrommel, von welcher die Leiter *AB* herabhängt, deren unteres Ende mittelst des Flaschenzuges *F* von dem Krahnausleger *CD* getragen wird. Auf dem Wagen *W* stehen, wie bei einem Rollkrahn, der verticale Röhrenkessel *K* sowie die Dampfmaschine *E*, von welcher mittelst Zahnradvorgelegen das obere Kettenprisma gedreht wird. In Folge der Bewegung der Eimerkette schneiden die Eimer das Material der Böschung *G* ab, um es oberhalb auszuschütten und durch die geneigte Rinne *R* dem Transportwagen *T* zuzuführen. Wie die ganze Maschine auf den Schienen *S* fortbewegt werden kann und durch den Flaschenzug eine Veränderung der Neigung der Eimerleiter zu bewirken ist, geht aus der Figur hervor. Die tägliche Leistung eines solchen durch eine 20pferdige Dampfmaschine betriebenen Apparates in 10 Stunden wird zu 1000 cbm angegeben.

Rammen. Die Rammen gehören ebenfalls zu den Maschinen, welche §. 41. dazu dienen, eine Last, den Rammbär, auf eine gewisse Höhe zu erheben, um durch das darauf folgende Niederfallen dieses Gewichtes Pfähle in die Erde einzutreiben. Die letzteren dienen entweder zur Herstellung eines Pfahlrostes oder einer Spundwand, in welchem letzteren Falle sie

Fig. 167.



dicht neben einander zu stehen kommen, während die Rostpfähle *A*, *B* ... (Fig. 167) in Entfernungen von $^1/_2$ bis 1 m eingeschlagen und nach dem Einschlagen an den Köpfen durch aufgezapfte Langschwellen *C*, *D*, *E* verbunden werden. Auf diese Schwellen kommen nun noch Zangen oder kürzere Querschwellen *F*, *G* ... zu liegen, und ebenso die Bohlen *H*, *K* ..., welche

*) S. Oppermann, Portef. écon. d. Mach. 1865 u. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV.

die Zwischenräume zwischen je zwei Zangen ausfüllen und die Grundfläche des zu tragenden Mauerwerkes abgeben. Die Spundpfähle erhalten Nuthen, in welche Federn eingezogen werden, die einen ganz oder nahe wasserdichten Verschluß geben. Man verwendet Pfähle von 4 bis 10 m Länge und 0,2 bis 0,5 m Stärke, und spitzt sie, des leichteren Eindringens wegen am unteren Ende zu oder giebt ihnen wohl auch einen eisernen Schuh.

Der Rammbär, womit die Pfähle eingeschlagen werden, besteht entweder aus dichtem Eichenholze oder aus Gußeisen, und hat ein Gewicht von 5 bis 15 Centnern. Um das Spalten der hölzernen Rammbäre zu verhindern, müssen dieselben mit eisernen Ringen versehen werden. Das Heben des Rammbärs erfolgt entweder aus freier Hand oder mittelst eines über eine Rolle weggeführten Seiles; im ersten Falle hat man es mit der einfachen Handramme zu thun, im zweiten Falle hingegen mit der sogenannten Zugramme. Bei der gewöhnlichen Zugramme läuft das Zugseil in eine Menge Leinen aus, welche von den Arbeitern ergriffen und niedergezogen werden, wenn es darauf ankommt, den Rammbär zu heben. Bei der sogenannten Kunstramme geschieht das Heben des Bärs durch besondere mechanische Vorrichtungen, wie z. B. Räderwerke u. s. w.

Die Handramme ist nur ein unvollkommenes Hülfsmittel zum Einschlagen der Pfähle. Sie besteht in einem Klotze AB, Fig. 168, aus Eichenholz, welcher mit vier langen Bügeln ausgerüstet ist, womit er von vier Arbeitern ergriffen und emporgehoben wird. Eine solche Ramme darf, da ein Mensch nicht über 15 kg an ihr auszuüben vermag, nicht mehr als 60 kg wiegen und ist deshalb nur zum Einrammen schwacher Pfähle ausreichend.

Fig. 168.

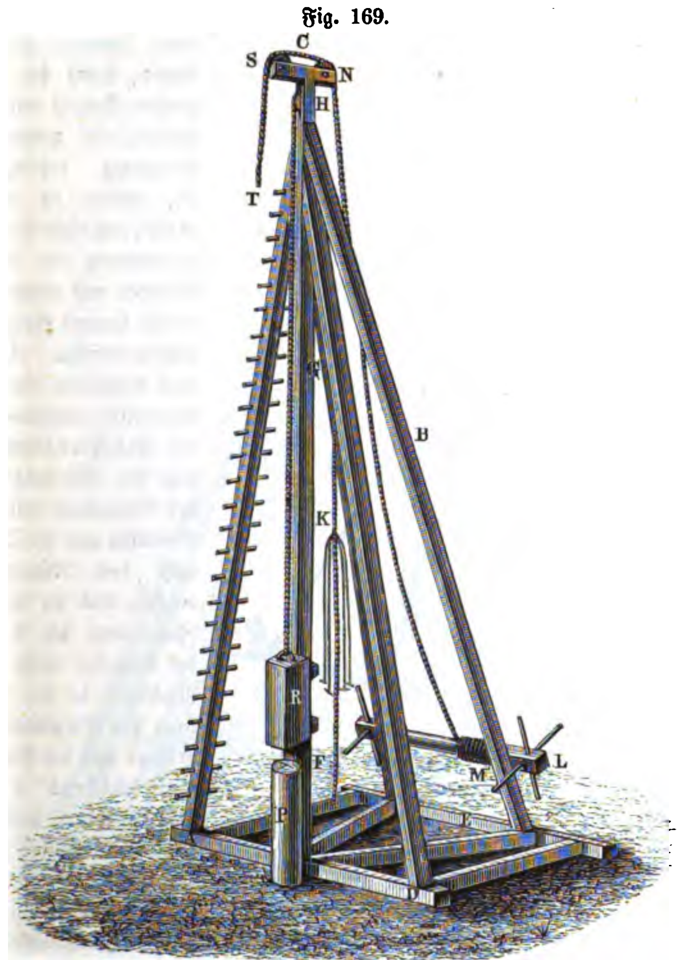


Bei den Zugrammen steigt der Rammklotz R, Fig. 169, an einer aus einer oder zwei Ruthen, den sogenannten Läufern, Läuferruthen oder Mäcklern, bestehenden Führung auf und nieder, und er ist zu diesem Zwecke mit Armen ausgerüstet, welche diese Ruthen umfassen. Das Rammgerüste ABC ruht auf einem beweglichen Schwellwerk ADE, welches einen Dielenboden für die sogenannte Stube, d. i. den Standpunkt der Arbeiter, erhält. In dem oberen Ende der Läuferruthe FGH ist die sogenannte Rammscheibe H eingelassen, welche das Rammtau RHK vom Klotze nach der Stube herabführt. Zum Setzen des Pfahles P dient eine an den hinteren Gerüststreben angebrachte Winde LM, deren Tau $MNST$ über zwei Rollen in dem sogenannten Krahnbalken C geführt ist, der auf dem oberen Ende der Läuferruthe liegt.

Sehr einfach und zweckmäßig ist die in Fig. 170 (a. S. 294) abgebildete holländische Ramme. Es besteht hier die ganze Rüstung aus drei Bäumen AD, BD und CD, welche unten mit eisernen Dornen versehen

sind, womit sie auf zwei über das Kreuz gelegte Pfosten zu stehen kommen und oben durch einen Bolzen mit einander zu einem Scharniere verbunden sind. Der Rammklotz Q ist hier mit acht kurzen Armen versehen, welche die dünnen Ruthen der sogenannten Scheere EF zwischen

Fig. 169.



sich fassen. Diese Ruthen werden mit ihren eisernen Füßen entweder unmittelbar in das Erdreich gesetzt, oder sie kommen auf besondere Bohlen zu stehen; am Kopfe sind sie dagegen durch eiserne Bügel mit den Rüstbäumen verbunden. Durch das sogenannte Kopftau DG, welches vom Kopfe des Gerüstes nach einem in das Erdreich eingeschlagenen Pfahl G herabgeht,

wird der feste Stand des Gerüstes noch besonders begünstigt. Die Rammscheibe K befindet sich in einem Kloben, welcher mittelst einer Kette an den Kopf des Gerüstes gehangen ist.

Bei dem Ziehen der Arbeiter an den Leinen des Rammtaues wird das menschliche Arbeitsvermögen sehr unvollständig benutzt, zumal da zum Heben eines schweren Rammklotzes, selbst bei einer großen Anzahl von Arbeitern, eine große Anstrengung erforderlich ist, welche es nöthig macht, daß diese Arbeitsverrichtung in kurzen Absätzen mit mindestens ebenso langen Zwischenpausen erfolgt. Da es nun außerdem ein auch theoretisch nachzuweisender Erfahrungssatz ist, daß der Wirkungsgrad des Rammens mit dem Gewichte und der Steighöhe des Rammbärs wächst, und da bei der Zugramme die Anzahl der Arbeiter nicht ohne Nachtheil in der Wirkung des Einzelnen vergrößert und der Rammklotz höchstens $1^1/_2$ m hoch gehoben und geschleudert werden kann, so ist das Einrammen der Pfähle mittelst der Zugramme aus doppelten Gründen eine mechanisch unvollkommene Arbeitsverrichtung. Diese Unvollkommenheiten lassen sich bei den Kunstrammen größtentheils vermeiden, da man hier nicht allein mit mehr Vortheil die Arbeiter an einer Radwelle arbeiten lassen, sondern auch durch Vorgelege das Gewicht und die Steighöhe des Rammbärs beliebig vergrößern kann. Es haben folglich die Kunstrammen einen entschiedenen Vorzug vor den Zugrammen.

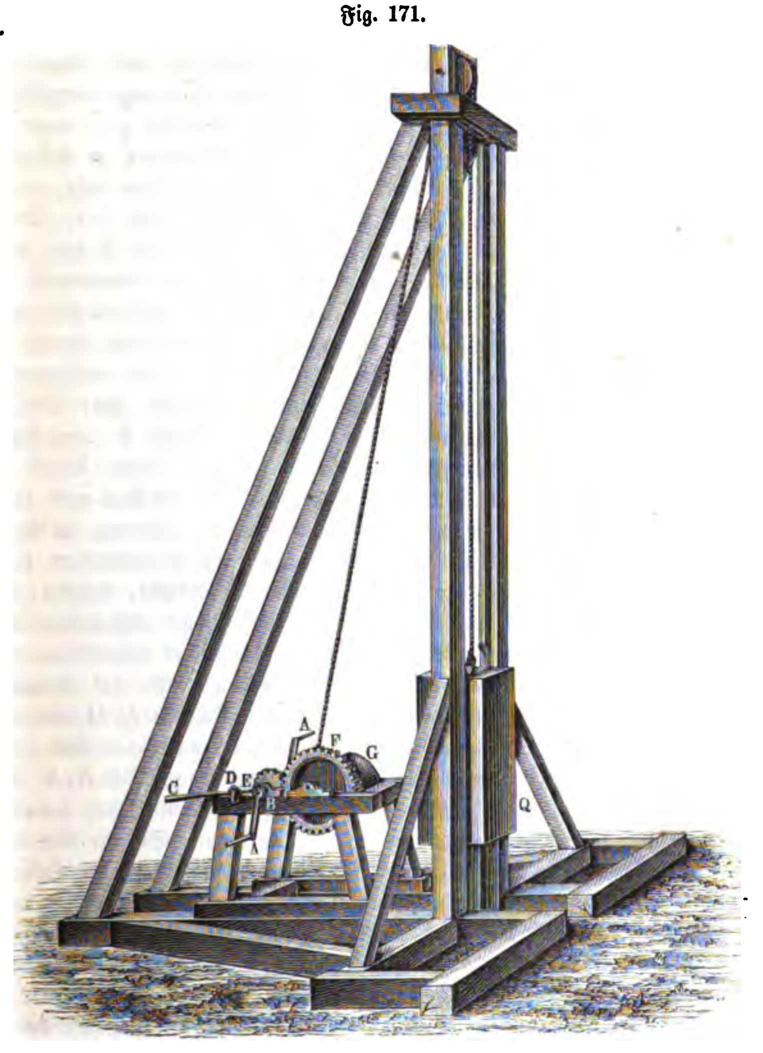
Fig. 170.



Die Einrichtung einer einfachen Kunstramme ist aus Fig. 171 zu ersehen. Die Arbeiter setzen hier mittelst einer doppelten Kurbel AA eine

Welle B in Umdrehung, welche ihre Bewegung mittelst der Zahnräder E und F einer Trommel G mittheilt, um die sich das eine Ende des Ramm-

Fig. 171.



taues wickelt. Ist der Rammbär Q nach mehrmaligem Umdrehen der Kurbel auf eine gewisse Höhe gestiegen, so verschiebt man die Kurbelwelle B mittelst des Hebels CDE in ihrer Axenrichtung und bringt dadurch das Zahnrad E aus dem Eingriffe mit dem Zahnrade F, so daß nunmehr der

Rammklotz Q ungehindert auf den Pfahl P herabfallen kann. Diese Einrichtung einer Kunstramme hat aber den Nachtheil, daß sich das Rammtau beim Niederfallen des Rammbärs sehr schnell über die Leitrolle wegziehen und von der Trommel abwickeln muß, wobei es nicht allein leicht in Unordnung geräth, sondern auch mit diesen Maschinentheilen stark abgeführt wird. Auch wird der Effect des Schlages durch die Reibungswiderstände der mitgerissenen Trommel bedeutend herabgezogen. Deshalb zieht man es vor, den Rammbär mittelst eines Hakens an das Rammtau zu hängen, welcher sich von selber löst und also den Rammbär zurückfallen läßt, nachdem er eine gewisse Steighöhe erreicht hat. Sehr zweckmäßig ist die Anwendung einer Zange, wie Fig. 172 vor Augen führt. Der Rammbär Q, welcher hier in einer Führung zwischen den zwei Laufruthen beweglich ist, hat ein Oehr, womit er von einer aus zwei Haken HOK bestehenden Zange ergriffen wird, die mittelst ihrer Bolzen O, O auf einem besonderen Stücke F, dem sogenannten Fallblocke, festsitzt. Dieser Block ist unmittelbar an das Rammtau befestigt und läßt sich wie der Rammbär in der Führung zwischen den Läuferruthen bewegen. Zwei Stahlfedern I, I, welche auf diesem Blocke festsitzen, drücken die langen Schenkel H, H der Zange nach außen und folglich das Gebiß K, K derselben zusammen; gelangt aber der Block am Obertheil des Rammgerüstes an, so werden die Schenkel H, H von den Seitenbacken, welche daselbst angebracht sind, zusammengedrückt, wobei sich das Gebiß K, K der Zange aus dem Oehre des Rammklotzes herauszieht, so daß nun dieser ungehindert herabfallen kann. So wie sich der Rammklotz aus der Zange ausgehakt hat, bringt man mittelst des Hebels CDE (Fig. 171) das Zahnrad auf der Kurbelwelle aus dem Eingriffe mit dem Zahnrade auf der Trommel, so daß nun auch der Fallblock frei wird und zum Herabfallen gelangt. Beim Aufschlagen dieses Blockes auf den Rammbär öffnet sich dann in Folge seiner besonderen Form das Gebiß KK der Zange HK und erfaßt das Oehr des Rammbärs, der sich nun durch Umdrehung der Kurbel AA von Neuem emporheben läßt.

Fig. 172.



Mittelst der hier beschriebenen Kunstramme hebt man Rammbäre von 300 bis 800 kg durch drei bis sechs Mann 5 bis 10 m hoch.

Man hat auch Kunstrammen durch Treträder, Hand- und Pferdegöpel, oder durch Wasserräder in Umtrieb gesetzt, und in neuerer Zeit vielfach die

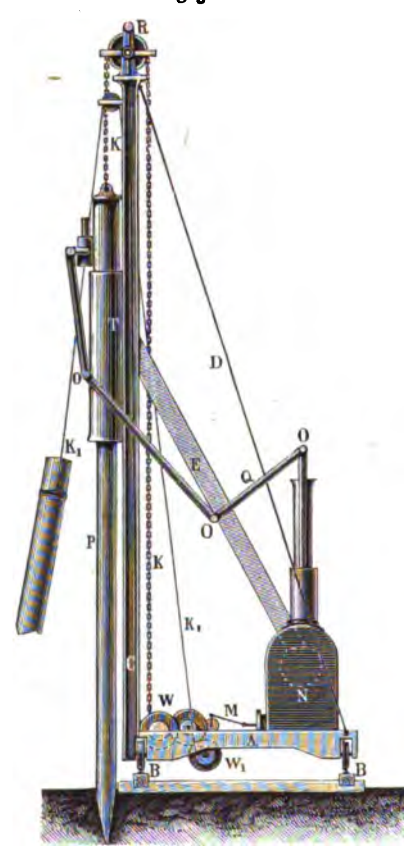
Dampfkraft hierzu in Anwendung gebracht. Die durch Dampfkraft betriebenen Rammen hat man zu unterscheiden in die eigentlichen Dampframmen, bei welchen der Rammbär direct durch den Dampfkolben in derselben Art gehoben wird, wie es bei den Dampfhämmern geschieht, und in die Dampfmaschinenrammen, welche im Allgemeinen als durch Dampfmaschinen betriebene Kunstrammen aufzufassen sind.

Dampframmen. §. 42. Die directe Dampframme, welche zuerst von Nasmyth ausgeführt worden ist, hat sich als eine sehr kräftige und brauchbare Maschine bewährt. Dieselbe unterscheidet sich von den Kunstrammen besonders dadurch, daß sie den sehr schweren Rammbär auf eine kleine Höhe hebt und ihn sehr schnell auf einander folgende Schläge machen läßt. Da die Leistung des Rammbärs von dem Producte Qh aus seinem Gewichte Q und seiner Steighöhe h abhängt, so wird dadurch, daß man h in demselben um so viel vermindert, als man Q größer nimmt, nichts an Leistung verloren, wohl aber hat man dann den Vortheil, daß man den Dampf direct wirken, d. h. den Rammbär gleich unmittelbar von der Stange des Dampfkolbens heben lassen kann, was bei der großen Steighöhe der Kunstrammen unmöglich wäre. Ein Hauptvortheil der Dampframme besteht aber noch darin, daß man mit derselben die Arbeit des Einrammens möglichst beschleunigen kann, zumal da, wie es scheint, das Eindringen der Pfähle durch die schnelle Aufeinanderfolge der Schläge befördert wird. Der Rammbär einer solchen Maschine hat ein Gewicht bis zu 50 Centnern und macht in einer Minute 70 bis 80 Schläge von etwa 1 m Höhe. Da bei der Kunstramme mit Kurbelbewegung nur wenig Arbeiter zugleich arbeiten können, folglich deren Arbeitsquantum in einer gewissen Zeit nur ein sehr kleines sein kann, so muß natürlich deren Arbeitsverrichtung sehr langsam vor sich gehen, und daher die Anzahl der Anhübe des Rammbärs sehr klein ausfallen. In der That machen solche Maschinen in der Stunde auch nur 10 bis 40 Schläge.

Die Rammstube A der Nasmyth'schen Dampframme, Fig. 173 (a. f. S.), ist mit vier Laufrädern B auf einer Schienenbahn beweglich gemacht. Der Läufer C für den Rammbär ist unten mit der Plattform A verbolzt und durch die Strebe E, sowie durch Zuganker D versteift. Der aus dem Rammbär und dem Dampfcylinder bestehende Treibapparat T hängt an einer über die Rammscheibe R gehenden Kette K herab, welche Kette mit einer Windetrommel W verbunden ist. Der Treibapparat T stützt sich mit der unteren conischen Erweiterung seines Gehäuses auf den Kopf des Pfahles P und durch entsprechende Umdrehung der Winde W wird dafür Sorge getragen, daß der Treibapparat dem Pfahle bei dessen allmäligem Eindringen stetig folgt. Zur Bewegung dieser Winde sowie zur Bewegung

einer zweiten Winde W_1, deren Kette K_1 die einzurammenden Pfähle heranholt und aufhebt, dient eine besondere kleine Dampfmaschine *M*, deren Cylinder horizontal unter dem locomobilen Dampfkessel *N* gelagert ist. Durch diese Maschine wird seiner Zeit auch das Fortrollen der ganzen Ramme auf der Schienenbahn bewirkt, wenn solches zum Einrammen eines neuen Pfahles nöthig ist. Zur Verbindung des feststehenden Dampfkessels mit dem allmälig herabsinkenden Dampfcylinder des Treibapparates ist ein bei *O* mit Gelenken versehenes Dampfzuleitungsrohr *Q* angebracht.

Fig. 173.



Der in Fig. 174, I und II, dargestellte Treibapparat des Rammbärs besteht aus dem Dampfcylinder *A*, an dessen Kolbenstange *C* der etwa 50 Centner schwere Rammbär *Q* hängt, und dem schmiedeeisernen Gehäuse *D*, in welchem der Rammbär seine Führung findet. Bei *F* tritt der durch das erwähnte Gelenkrohr zugeführte Dampf in den Schieberkasten, in welchem ein Muschelschieber *S* bekannter Einrichtung die Vertheilung des Dampfes bewirkt. Da es sich nur um Erheben des Kolbens durch den Dampfdruck handelt, so ist der Dampfcylinder auch nur einfach wirkend gemacht. Bei der in I gezeichneten Stellung tritt Dampf aus dem Schieberkasten unter den Kolben *B*, wodurch der letztere den Rammbär *Q* emporhebt, bis gegen Ende des Kolbenhubes der Bär gegen den Steuerungshebel *abc* trifft und letzteren in die Lage II wirft. Hierdurch ist die Schieberstange *s*, in deren Schlitz der Hebel *ac* bei *b* einwirkt, gehoben, und es wird diese Stange durch eine in einen Einschnitt eingesprungene Sperrklinke *k* auch in dieser Lage erhalten, trotzdem daß der Dampf, welcher fortwährend

von oben auf den kleinen Steuerkolben *K* drückt, die Schieberstange nach abwärts zu drücken bestrebt ist. Es ist nun deutlich, daß bei dieser Schieber-



Fig. 174.

stellung in II der Dampf unterhalb des Kolbens *B* durch die Schieberhöhlung nach dem bei *T* sich anschließenden Ausblaserohre entweichen, der Rammbär daher niederfallen und auf den Pfahlkopf schlagen kann. Der Pfahl dringt dadurch um eine gewisse Tiefe in den Boden ein, und der

Treibapparat folgt ihm, da die Kette, an welcher er hängt, schlaff ist. Um unmittelbar nach geschehenem Schlage den Kolben von Neuem durch frischen Dampf zu heben, ist in einer Höhlung des Rammbärs der um f drehbare Fallhebel efg angebracht, welcher während des Niederfallens des Bärs die in II gezeichnete Lage hat. Durch den Schlag selbst wird dieser Hebel dann in die Lage I gebracht, indem der Arm fe vermöge der während des Fallens erlangten lebendigen Kraft nach erfolgtem Aufschlagen des Bärs noch weiter herunter klappt. In Folge dessen stößt der Arm fg, durch einen Schlitz des Gehäuses hindurchtretend, gegen den erwähnten Sperrhebel hk, und klinkt denselben aus dem Einschnitte der Schieberstange s aus. Hierdurch wird der Schieber frei, dem stetigen Dampfdrucke auf den Steuerkolben K zu folgen, und es gelangen sämmtliche Theile in die in I dargestellte Lage, welche ein erneuetes Heben des Dampfkolbens zur Folge hat. Bei dieser Erhebung wird der Fallhebel efg durch die Lippe des Gehäuseschlitzes selbständig wieder in die in II dargestellte Lage zurückgedrückt.

Um ein Vacuum oberhalb des Dampfkolbens bei dessen Niederfallen zu vermeiden, sind im Cylinder die Oeffnungen t angebracht, durch welche der Kolben beim Niedergehen atmosphärische Luft ansaugt. Diese Luft kann bei dem darauf folgenden Aufsteigen durch dieselben Oeffnungen wieder entweichen, so lange der Kolben unterhalb dieser Oeffnungen t sich befindet. Sobald indessen der Kolben in die Höhe von t gelangt, ist der Luft oberhalb der Austritt verwehrt, und wirkt dieselbe daher wie ein elastisches Kissen der weiteren Bewegung des Kolbens entgegen, so daß ein Anstoßen des letzteren gegen den Cylinderdeckel verhütet wird.

Da bei diesen Nasmyth'schen Dampframmen der Dampf gar nicht oder doch nur in geringem Maße durch Expansion wirkt, so hat man zum Zwecke einer besseren Ausnutzung des Dampfes die Dampframmen auch nach dem Princip des Daelen'schen Dampfhammers ausgeführt, wobei die sehr dicke Kolbenstange den Rammbär bildet, dessen Erhebung durch den Dampfdruck auf die untere ringförmige Kolbenfläche bewirkt wird. Indem nun durch eine geeignete Steuerung in der höchsten Stellung des Kolbens der obere Cylinderraum mit dem unteren in Verbindung gebracht wird, wirkt der Dampf nunmehr beim Fallen des Hammers auf beide Kolbenflächen zugleich. Da die obere Fläche durch $F = \frac{\pi D^2}{4}$ und die untere durch $f = \pi \frac{D^2 - d^2}{4}$ ausgedrückt ist, wenn D und d die Durchmesser des Cylinders und der Kolbenstange bedeuten, so überwiegt der Druck von oben denjenigen auf die untere Kolbenfläche, und der Rammbär wird außer durch die Schwere auch noch durch diesen Dampfüberdruck beschleunigt. Die Schläge können in Folge dessen mit größerer Fallgeschwindigkeit und häufiger

auf einander folgend bewirkt werden. Auch wird hierbei die Dampfkraft besser ausgenutzt, indem bei dem beschriebenen Vorgange der jedesmal unter den Kolben geführte Dampf bei seiner Ueberführung in den oberen Cylinderraum einer Expansion in dem Verhältnisse $\frac{F}{f} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ ausgesetzt ist. Von solcher Art ist die von Schwartzkopf ausgeführte Dampframme*).

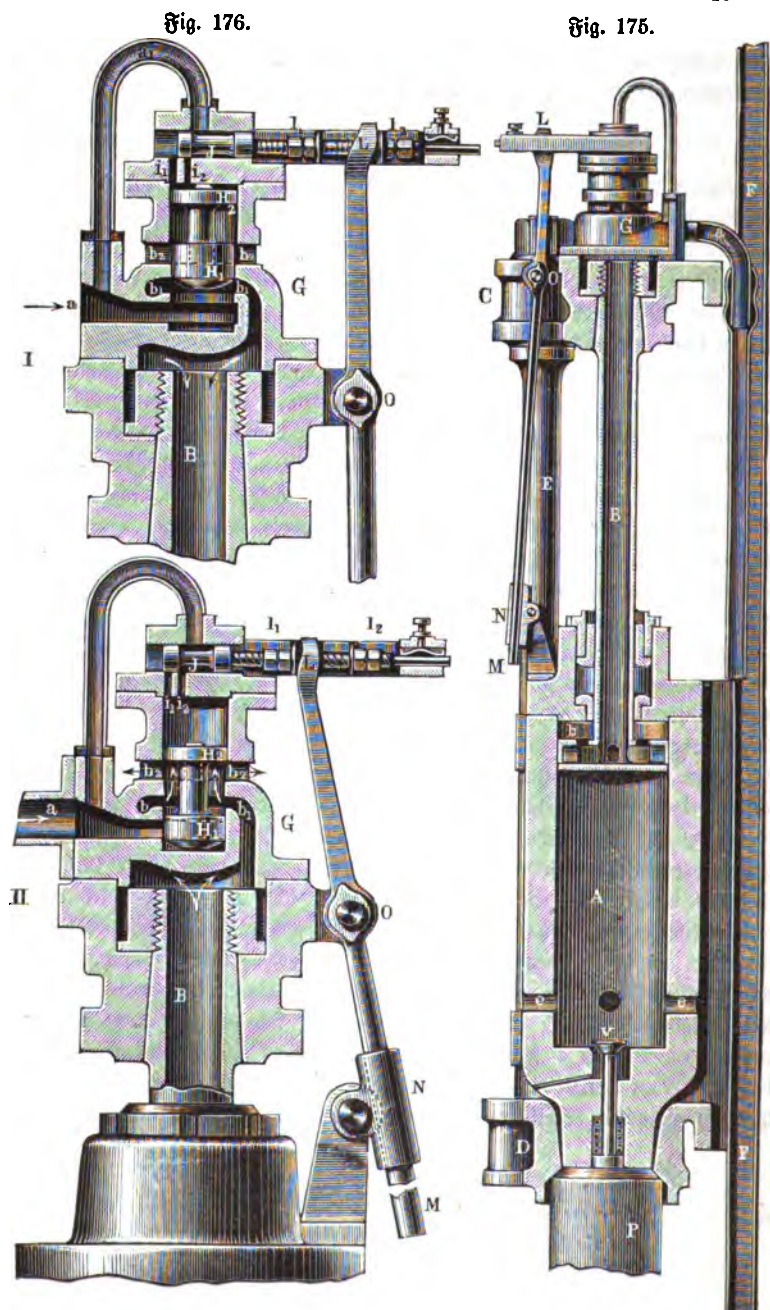
Auch nach dem Condie'schen Dampfhammersystem hat man Dampframmen ausgeführt, indem man den Dampfcylinder zum Rammbär ausgebildet und auf einer fest aufgehängten Kolbenstange verschieblich gemacht hat, welche hohl ist, so daß durch ihre Höhlung der Dampf eingeführt werden kann. Aus dieser hohlen Stange durch Oeffnungen des Kolbens in den oberen Cylinderraum tretend, hebt der Dampf den schweren Cylinder empor, bis ihm ein Ausweg durch die Kolbenstange zurück ermöglicht ist. In diesem Augenblicke fällt der Cylinder zurück, wobei die in dem unteren Cylinderraume vorher comprimirte Luft wiederum als elastischer Buffer wirkt, welcher das Fallen beschleunigt. Wegen dieser pneumatischen Wirkung muß hierbei der Führungsrahmen des Cylinders, in welchen die Kolbenstange eingehängt ist, mit dem Pfahlkopfe fest verbunden werden. Eine derartige Einrichtung**) hat die von Riggenbach bei den Bahnhofsbauten in Biel angewandte Dampframme. Eine etwas veränderte Construction, bei welcher, weil von der Wirkung des Luftkissens Abstand genommen ist, der Führungsrahmen nur auf den Pfahlkopf gesetzt zu werden braucht, ohne daran befestigt werden zu müssen, ist von Lewicki***) für die Regulirungsarbeiten an der Düna bei Riga ausgeführt worden, worüber im Folgenden ein Näheres angegeben ist. In Fig. 175 (a. f. S.) ist der Treibapparat dargestellt, welcher im Wesentlichen aus dem schweren Bär oder Dampfcylinder A besteht, der sich an der in die Traverse C eingehängten hohlen Kolbenstange B verschieben kann. Das Führungsgehäuse für den Cylinder besteht aus den beiden Traversen C und D, welche durch zwei schmiedeeiserne Säulenbolzen E mit einander vereinigt sind. Dieses Gehäuse führt sich an der doppelten Läuferruthe F des gewöhnlichen Rammgerüstes und wird vor dem Beginn des Rammens durch eine Winde mit Kette so weit herabgelassen, daß die untere Traverse D sich auf den Kopf des zu rammenden Pfahles P setzt. Durch das von einem Röhrenkessel zugeführte biegsame Rohr a tritt der Dampf zunächst in den Steuerkasten G und von hier bei geeigneter Stellung des Steuerkolbens H durch die hohle Kolben-

*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1860, S. 224; Mittheilungen d. Hannov. Gewerbe-Vereins 1863, S. 243.

**) Polytechn. Centralbl. 1865, S. 219.

***) S. Civil-Ingenieur, Bd. XXI, Heft 1.

Fig. 176. Fig. 175.



stange B und die Oeffnungen b im Kolben in den Raum zwischen diesem und dem oberen Cylinderdeckel. In Folge dessen schiebt sich der Cylinder empor, indem die unterhalb des Kolbens befindliche Luft durch die Oeffnungen e entweichen kann. Wenn dann in der höchsten Cylinderstellung dem Dampfe durch b und die Kolbenstange der Ausweg in die Atmosphäre gestattet wird, so fällt der Cylinder auf den Pfahl P und treibt diesen entsprechend in den Boden ein, welcher Bewegung der ganze Treibapparat durch sein eigenes Gewicht folgt.

Die eigenthümliche Wirkung der Steuerung ist aus Fig. 176, I und II, zu ersehen. Der Dampf tritt, wie erwähnt, durch das Rohr a in die Steuerkammer G, in welche ein verticaler Doppelkolben $H_1 H_2$ beweglich eingesetzt ist. Die untere Fläche des Kolbens H_1 ist stets dem Dampfdrucke aus a ausgesetzt, während die obere Fläche des etwas größeren Kolbens H_2 nur dann von dem durch a_1 zuströmenden Dampfe gedrückt wird, wenn der kleinere Kolbenschieber J in der Stellung II dem Dampfe den Zutritt durch i_2 gestattet. Hat dagegen der Schieber J die Stellung I, so steht der Raum über H_2 durch die Oeffnung i_1 mit der freien Atmosphäre in Verbindung. Hiernach ist ersichtlich, daß der Vertheilungskolben H in I seine höchste Stellung durch den Dampfdruck gegen H_1 erhält, so daß nun der Kesseldampf aus a durch den ringförmigen Canal b_1 und die Kolbenstange B Zutritt hat und der Rammbär gehoben wird. Wird indessen in der höchsten Lage des letzteren der Steuerschieber J in die Stellung II gebracht, so wird der Vertheilungskolben H durch den Dampfüberdruck auf die größere Fläche H_2 abwärts gedrückt, der Dampfzutritt aus a nach B ist abgeschnitten, dagegen kann der zur Wirkung gekommene Dampf aus dem Cylinder durch B, b_1 und b_2 ins Freie gelangen, der Bär fällt daher. Um somit eine ununterbrochene Wirkung der Ramme zu erlangen, hat man nur für eine selbstthätige Bewegung des Steuerungsschiebers J in solcher Art Sorge zu tragen, daß dieser Schieber in der tiefsten Lage des Bärs die in I und in der höchsten Lage die in II gezeichnete Stellung einnimmt. Dies wird in einfacher und schöner Weise mittelst eines um O drehbaren Hebels LOM erreicht, welcher bei L die Schieberstange von J gabelartig umfaßt, während der cylindrische Arm OM eine Coulisse abgiebt für ein mit dem Rammcylinder drehbar verbundenes hülsenförmiges Gleitlager N. Man erkennt leicht, daß durch die gegen die Verticale etwas geneigte Richtung des Armes OM eine pendelnde Bewegung des Hebels LM erzeugt wird, und es ist auch ersichtlich, wie die verstellbaren Muttern l_1 und l_2 auf der Schieberstange von J eine Regulirung des Zeitpunktes gestatten, in welchem durch Anstoß gegen den Schieber J die Umsteuerung veranlaßt werden soll. Das kleine Ventil v im Boden des Cylinders dient zum Auslassen des gebildeten Condensationswassers, indem es sich jedesmal beim

Aufschlagen auf den Pfahl öffnet. Die zwischen den Oeffnungen *e* und dem Cylinderboden abgeschlossene Luft bildet wieder ein elastisches Kissen.

Von sonstigen Rammen mit directer Bewegung des Rammbärs durch einen Kolben kann bemerkt werden, daß man statt des Dampfes auch comprimirte Luft zur Bewegung des Kolbens angewendet hat. Von Clarke und Varley ist ferner beim Bau in den Catharinendocks in London eine atmosphärische Ramme*) in Anwendung gebracht worden, bei welcher das Rammseil an die Stange eines Kolbens angeschlossen ist, der in einem oben offenen Cylinder spielt, in welchem unterhalb durch eine Luftpumpe eine Luftleere hervorgerufen wird, so daß der Bär durch den Druck der atmosphärischen Luft gehoben wird. Die Schwierigkeit der Dichtung dürfte, wie meistens bei derartigen pneumatischen Maschinen hier ein Hinderniß der größeren Anwendbarkeit sein.

In Amerika hat man (Shaw) in neuerer Zeit (1872) angefangen, die Erhebung des Rammbärs durch die Explosion des Schießpulvers zu bewirken. Hierzu wird auf den Kopf des einzurammenden Pfahles ein gußeisernes mörserförmiges Endstück gesteckt, in welches von dem Rammmeister eine Patrone geworfen wird. Der durch eine Winde vor Beginn des Rammens zwischen den Läuferruthen emporgehobene Rammbär wird durch ein mittelst einer anpreßbaren Schiene gebildetes Klemmgesperre getragen. Wird letzteres durch den Zug einer Schnur ausgelöst, so fällt der Bär herab, tritt mit seinem am unteren Ende befindlichen stempelförmigen Ansatze in die Oeffnung des Mörsers und bewirkt durch die bedeutende Erhitzung, welche mit der Compression der Luft in dem Mörser verbunden ist, eine Entzündung der Pulverpatrone. In Folge der dadurch herbeigeführten Explosion wird der Rammbär wieder emporgeschleudert, während durch den Rückstoß der Gase der Pfahl nach unten um eine gewisse Größe in den Erdboden eingetrieben wird.

Bei schnellem Rammen wirft man während des Steigens des Rammbärs eine neue Patrone in den Rammmörser, welche durch den unmittelbar wieder herabfallenden Bär von Neuem zur Explosion gebracht wird, u. s. f.

Da bei einem solchen Schnellfeuer jedoch der Mörser so heiß wird, daß die Patronen sich vor erfolgtem Fallen des Bärs entzünden, so wird der letztere im höchsten Punkte durch das besagte Klemmgesperre aufgefangen, dessen Auslösung dann ein erneutes Fallen veranlaßt. Ein an dem oberen Verbindungsstücke der Läufer angebrachter, nach unten hervorragender Stempel tritt bei der Aufwärtsbewegung des emporgeschleuderten Rammbärs in eine cylindrische Höhlung desselben und wirkt in dieser Weise als Luftbuffer. Diese Rammen, welche auf der Ausstellung in Philadelphia 1876

*) Der Ingenieur, Bd. II (erste Reihe).

von der American Dredging Co. ausgestellt waren, scheinen in den Vereinigten Staaten eine größere Anwendung erlangt zu haben. Gerühmt wird an diesen Rammen neben der einfachen Einrichtung und großen Leistungsfähigkeit besonders der Umstand, daß die Pfahlköpfe durchaus nicht durch die Schläge beschädigt werden und keinerlei Versicherung gegen Aufspalten etc. bedürfen. Das Gewicht der Patrone wird von Knight*) zu nur $1/3$ Unze (9,5 g) für einen Bär von 675 engl. Pfunden (308 kg) angegeben. Einem dem Franklin-Institute erstatteten Berichte vom Ingenieur Prindle zufolge hatte man, um die Explosionswirkung zu prüfen, die Bewegung des Pfahles bei bestimmter Fallhöhe (15′ engl.) einmal ohne Verwendung einer Patrone und darauf bei Zuhülfenahme einer solchen notirt. Es zeigte sich, daß in letzterem Falle die Tiefe des Eindringens des Pfahles immer erheblich größer, unter Umständen viermal und selbst achtmal so groß war, als im ersteren Falle, in welchem der Rammbär wie bei einer gewöhnlichen Kunstramme zur Wirkung kam.

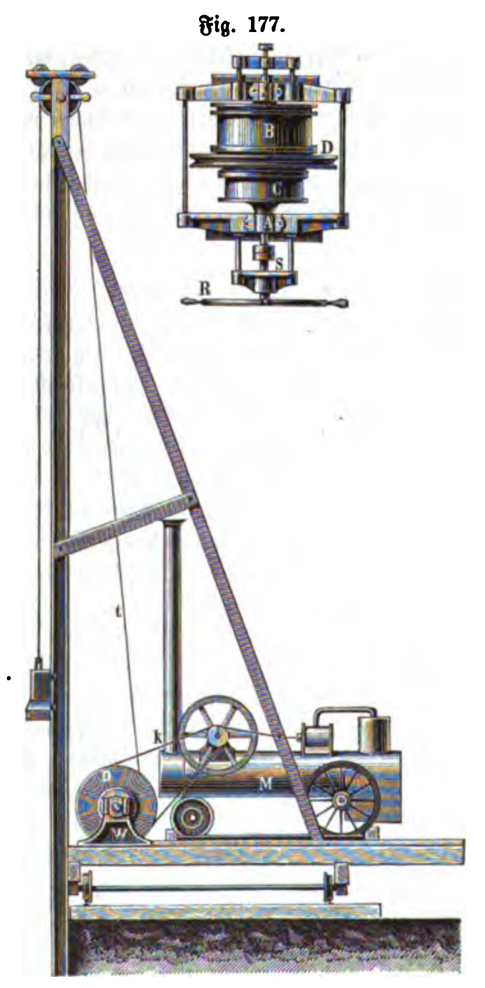
Dampfmaschinenrammen. Die häufigen Störungen, denen die §. 43. direct wirkenden Dampframmen während des Betriebes erfahrungsmäßig unterworfen sind, dürften wohl die Hauptveranlassung gewesen sein, warum man sich in neuerer Zeit vielfach auch bei Verwendung der Dampfkraft wieder dem System der Kunstrammen zugewandt hat, d. h. demjenigen, bei welchem der Rammbär durch eine Windevorrichtung auf eine größere Höhe erhoben wird. Für gewisse Fälle, besonders für sehr schwere Pfähle sind diese Rammen auch nicht zu entbehren, insofern hierfür ganz besonders kräftige Schläge erforderlich sind, wie sie durch directe Dampframmen wegen der bei diesen immer nur geringen Hubhöhe nicht zu erreichen sind. Der Hub des Rammbärs bei den Dampframmen kann aus constructiven Rücksichten immer nur gering sein und steigt selten zu dem Betrage von 1 Meter, wogegen die Grenze für den Hub der Kunstramme nur durch die Höhe und Festigkeit des Rammgerüstes bedingt ist. Dagegen werden natürlich die Schläge der Kunstrammen viel weniger häufig auf einander folgen können als diejenigen der Dampframmen, welche letzteren in der Minute mit bis zu 120 Schlägen arbeiten. Unter gewissen Umständen, namentlich bei einer bestimmten Beschaffenheit des Bodenmaterials, hat gerade die schnelle Aufeinanderfolge der Schläge bei Dampframmen sehr zu deren Gunsten gesprochen, und die Erfahrung hat gezeigt, daß zum Einrammen schwächerer Pfähle, z. B. für Spundwände, die schnell schlagende Dampframme sich besser eignet als die Kunstramme, deren effectvollere Schläge dagegen wieder bei langen und schweren Pfählen vortheilhaft zur Wirkung kommen.

Ein fernerer Umstand, welcher der Einführung der durch Dampfmaschinen

*) American Mechanical Dictionary, p. 1041.

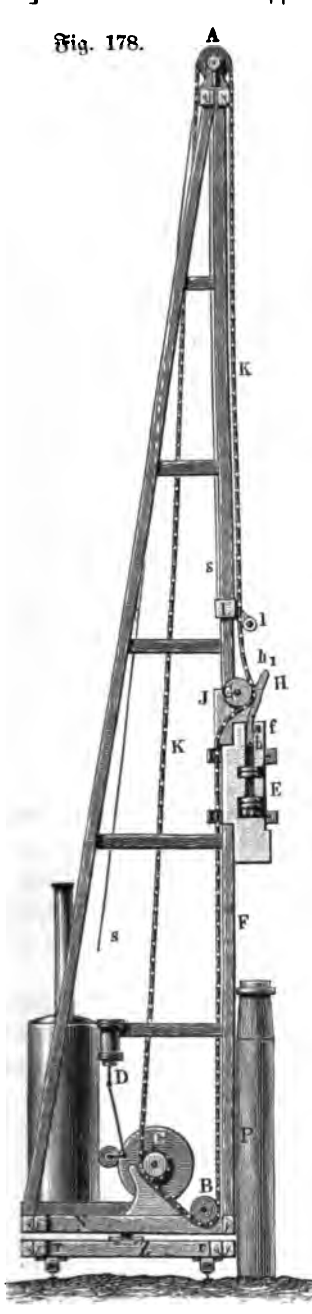
betriebenen Kunstrammen wesentlichen Vorschub geleistet hat, ist die einfache Anordnung einer solchen, insofern es sich dabei nur darum handelt, die zum Heben des Rammbärs dienende Winde zum Betriebe durch eine Dampfmaschine, etwa durch eine zu anderen Bauzwecken ohnehin vorhandene Locomobile, einzurichten. Als Mittel zur Betriebsübertragung zwischen der Dampfmaschine und Bärwinde kann man sich hierbei mit Bequemlichkeit der Riemen oder Ketten bedienen.

Fig. 177.



In solcher Art ist die Schwartzkopf'sche Dampfmaschinenramme, Fig. 177, eingerichtet. Bei dieser Ramme wird die Bewegung einer locomobilen Dampfmaschine *M* durch eine Clissold'sche Keilkette *k* (siehe Thl. III, 1, §. 65) auf eine Windevorrichtung *W* übertragen, die das Aufziehen des Rammbärs durch das Tau *t* zu bewirken hat. Diese Windevorrichtung setzt sich zusammen aus den beiden auf der Axe *A* lose drehbaren Windetrommeln *B* und *C*, von denen die eine *B* zum Heben des Rammbärs, die andere *C* zum Aufziehen der Pfähle dient. Die beiden Seiltrommeln sitzen lose drehbar auf der Axe *A* und erhalten ihre Umdrehung vermittelst zweier Frictionskuppelungen von einer auf *A* befestigten Triebscheibe *D*, welche durch die Keilkette von der Locomobile unausgesetzt gedreht wird. Wenn nämlich die Triebscheibe *D* nebst der Axe durch die

Fig. 178.



Schraube S und das Spillrad R von dem Rammmeister in der einen oder anderen Richtung verschoben wird, entsteht an den conischen Berührungsflächen zwischen D und der betreffenden Seiltrommel genügende Reibung, um das Seil mit der anhängenden Last aufzuwinden. Ist in solcher Weise der Bär durch Umdrehung der Trommel B auf die gewünschte Höhe gehoben, so wird durch kurze Rückdrehung des Handrades R die Friction zwischen D und B aufgehoben, worauf der Rammbär sofort niederfällt, indem er durch sein Gewicht eine Rückwärtsdrehung der Trommel B veranlaßt. Wie schon oben bemerkt, ist hiermit immer eine Schwächung des Schlageffectes verbunden.

Um diesen letztgedachten Nachtheil zu vermeiden, und die Ramme automatisch zu machen, so daß sie keiner Steuerung durch die Hand des Rammmeisters bedarf, hat man mehrfach eine endlose **Gelenkkette** angewandt, welche zwischen den Läuferruthen aufsteigend ununterbrochen in Bewegung gesetzt wird, so daß der Rammbär in seiner tiefsten Lage von einem der Kettenbolzen an einer vorstehenden Klaue erfaßt und so hoch erhoben wird, bis durch eine selbstthätig wirkende Ausstoßvorrichtung die Klaue aus der Kette gelöst wird, um den Rammbär fallen zu lassen. Während des Falles bewegt sich die Kette stetig weiter, und nimmt nach geschehenem Schlage in derselben Weise den Rammbär von Neuem mit in die Höhe. Diese von Sisson und

White angewandte Ramme wurde wesentlich verbessert von Cassie*), dessen Construction die Fig. 178 (a. v. S.) zur Anschauung bringt.

Die zum Heben des Rammbärs dienende Gall'sche Gliederkette K, welche über die Rammscheibe A, die Leitrolle B und ein Kettenrad C geführt ist, erhält von dem letzteren ihre ununterbrochene Bewegung durch die Schwungradwelle der locomobilen Dampfmaschine D mittelst eines Rädervorgeleges. Der zwischen den Läuferruthen F in gewöhnlicher Weise geführte Rammbär E wird von einem Bolzen der Kette an dem Haken H erfaßt, welcher, um den Bolzen h drehbar, durch die Feder f stets gegen die Kette K gedrückt wird. Damit hierbei nicht durch einseitigen Kettenzug eine klemmende Wirkung auf den Bär ausgeübt werde, ist durch einen die Leitwalze G tragenden Rahmen J, welcher die Ruthen F umfaßt und auf dem Rammbär aufruht, die Kette so geführt, daß ihre Zugkraft durch den Schwerpunkt des Rammbärs gerichtet ist. Zum Auslösen des Rammbärs in der betreffenden Höhe dient ein zweiter, die Läuferruthen umfangender Rahmen L, welcher mittelst der Schnur s in bestimmter Höhe gehalten wird, und gegen dessen Frictionswalze l das Horn h_1 des Hakens H anstößt, wodurch letzterer aus der Kette zurückgedrängt wird, so daß der Bär herabfällt. Die Rammstube N ist hier nicht nur auf Rädern r verschiebbar, sondern auch um den Mittelzapfen Z drehbar gemacht. Bei dieser Ramme wurden mit einem Bär von 1 Tonne Gewicht, dessen Fallhöhe zuletzt 4,27 Meter betrug, sehr günstige Resultate erzielt. Bei einer ähnlichen Ramme**) mit 1000 Kilogramm Bärgewicht machte der Bär in der Minute 9 bis 10 Schläge von 1,2 bis 1,5 Meter Fallhöhe.

§. 44. **Mechanische Arbeit der Rammen.** Der Arbeitsaufwand, welchen das Einrammen der Pfähle erfordert, läßt sich aus dem Gewichte G des Rammbärs, der Steighöhe h desselben und der Anzahl n der Schläge berechnen, welche ein Pfahl zum Einschlagen erfordert. Diese mechanische Arbeit bestimmt sich pro Schlag einfach zu $A = Gh$ und daher pro Pfahl zu $nA = nGh$.

Für die Ausübung dieser Arbeit durch Menschenkraft ist die Zugramme ein sehr unvollkommenes Werkzeug, indem erfahrungsmäßig der Effect eines Arbeiters beim verticalen Abwärtsziehen an dem Rammtau ein viel geringerer ist als derjenige beim Drehen einer Kurbel. Die Anstrengung der Arbeiter ist im ersteren Falle eine so große, daß nach einer 40 bis 60 Secunden dauernden Hitze von Schlägen oft eine 2 bis 3 Minuten lange Pause

*) S. Instit. of Mechanical Engineers. Proceedings 1867, p. 255, u. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV, S. 505.

**) Zeitschr. d. hannov. Archit.- u. Ingen.-Vereins 1869, S. 279.

zur Erholung nöthig ist. Hierzu kommt, daß bei der großen Anzahl von Arbeitern (25 bis 40), welche gleichzeitig an dem Rammtaue ziehen, die einzelnen Zugleinen von der verticalen Richtung um beträchtliche Winkel α abweichen, und somit wird von der Zugkraft P eines Arbeiters nur der Theil $P \cos \alpha$ zum eigentlichen Heben des Bärs verwendet. Letzteren Uebelstand kann man allerdings dadurch großentheils umgehen, daß man an das Ende des Rammtaues einen größeren horizontalen Ring hängt, von welchem die Zugleinen der Arbeiter vertical herabhängen.

Die schädlichen Widerstände sind bei der Zugramme verhältnißmäßig geringer als bei der Kunstramme. Sie bestehen bei ersterer hauptsächlich nur in der Seilsteifigkeit des Rammtaues beim Uebergang über die Rammscheibe und in der Zapfenreibung der letzteren, auch kommen, wenn das Rammtau den Bär einseitig von seinem Schwerpunkte erfaßt, gewisse Reibungen in den Führungen der Ruthen vor, welche das Aufziehen erschweren und den Effect des Schlages vermindern. Da das Rammseil meist nicht unter 50 mm Stärke hat, so wird man diese Widerstände nach §. 7 mindestens zu 5 Proc. der Nettoleistung anzunehmen haben.

Bei der Kunstramme sind die Widerstände der Winde zunächst in Abzug zu bringen. Man wird hierfür, da die Winde mit Kette und fast immer mit nur einem Vorgelege arbeitet, etwa 15 bis 16 Proc. in Abzug zu bringen haben. Da aber außer dem Rammbär vom Gewichte G immer noch der Fallblock mit dem Schnepper gehoben werden muß, dessen Gewicht etwa zu 8 bis 10 Procent von demjenigen des Rammbärs angenommen werden kann, dieser Fallblock aber die Nutzwirkung des Rammbärs nicht vermehrt, so wird man nicht wesentlich fehlgreifen, wenn man für die Kunstramme einen Wirkungsgrad zwischen 75 und 80 Proc. annimmt.

Nach den von Köpke beim Bau der steuerfreien Niederlage in Harburg gemachten Beobachtungen betrug die durchschnittliche tägliche Leistung per 10 Arbeitsstunden eines Arbeiters an der Zugramme:

375 350 Fußpfd. = 51 423 mkg

und an der Kunstramme:

1 178 550 Fußpfd. = 161 461 mkg.

Lahmeyer giebt die Nettoleistung nach Abzug der schädlichen Widerstände für die Zugramme zu:

400 000 Fußpfd. = 54 800 mkg,

für die Kunstramme zu:

800 000 Fußpfd. = 109 600 mkg

an, so daß man die Leistung an der letzteren 2- bis $2^1/_2$ mal so groß annehmen darf als an der Zugramme.

Für die Dampframme muß die auf den Kolben wirkende Dampfkraft nach Abzug der Kolben- und Stopfbüchsenreibung das Gewicht des Rammbärs überwiegen, um nicht nur die Reibungen des Bärs in den Führungen zu überwinden, sondern auch um dem Rammbär eine solche Beschleunigung zu ertheilen, daß die gewünschte Anzahl von Schlägen in der Minute erreicht wird. In Folge dieser Beschleunigung hat der Bär in dem Augenblicke, in welchem der Dampf ins Freie entlassen wird, eine gewisse Geschwindigkeit v erlangt, vermöge deren er noch auf eine bestimmte Höhe sich erhebt, bevor er niederfällt. Um diese Verhältnisse zu prüfen, sei F die Kolbenfläche einer Nasmyth'schen Dampframme, G das Gewicht des Bärs sammt Kolben und Kolbenstange und h die Länge eines Hubes. Ferner bezeichne p den im Cylinder wirksamen Dampfdruck pro Flächeneinheit, p_0 den Atmosphärendruck und f den auf die Flächeneinheit reducirten Druck der schädlichen Reibungen am Kolben, in der Stopfbüchse und in der Führung des Bärs. Denkt man nun den Kolben auf dem Wege s_1 durch den Dampf gedrückt, so hat der Dampf die mechanische Arbeit

$$A = F(p - p_0)\,s_1$$

verrichtet, welche zum Heben des Bärs auf die Höhe s, zur Ueberwindung der schädlichen Widerstände auf dem gleichen Wege s und zur Beschleunigung des Bärs vom Gewichte G verwendet ist. Hat der Bär auf diesem Wege die Geschwindigkeit v erlangt, so gilt die Gleichung:

$$F(p - p_0 - f)\,s_1 - G s_1 = G\,\frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

woraus die Geschwindigkeit v des Rammbärs im Momente des Dampfaustritts zu:

$$v = \sqrt{2g}\,\sqrt{\frac{F(p - p_0 - f) - G}{G}\,s_1}$$

$$= 4{,}429\,\sqrt{\frac{F(p - p_0 - f) - G}{G}\,s_1} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

folgt. Vermöge dieser Geschwindigkeit v wird der Rammbär sich noch auf eine Höhe s_2 erheben können, welche aus

$$G\,\frac{v^2}{2g} = (G + Ff)\,s_2 \text{ zu}$$

$$s_2 = \frac{G}{G + Ff}\,\frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

folgt. Setzt man hierin für $G\,\frac{v^2}{2g}$ den Werth aus (1) ein, so erhält man

$$s_2 = \frac{F(p - p_0 - f) - G}{G + Ff}\,s_1 = k s_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

wenn der Kürze wegen

$$\frac{F(p-p_0-f)-G}{G+Ff}=k$$

gesetzt wird. Man hat daher die ganze Hubhöhe des Bärs:

$$h=s_1+s_2=\frac{G+Ff+F(p-p_0-f)-G}{G+Ff}s_1=\frac{F(p-p_0)}{G+Ff}s_1 \quad (5)$$

Soll nun der Rammbär bei gegebener Hubhöhe h in der Minute n Schläge machen, so daß die Zeit eines vollen Spieles durch $t=\frac{60}{n}$ Secunden gegeben ist, so sind die Verhältnisse in folgender Weise festzustellen. Die ganze Zeitdauer t eines Spieles setzt sich zusammen aus den vier Zeittheilen $t_1+t_2+t_3+t_4$, worin t_1 die Zeit bedeutet, während welcher der Kolben vom Dampfe getrieben um die Größe s_1 emporsteigt, während t_2 die Zeit der weiteren Bewegung des Bärs durch seine lebendige Kraft um die Höhe s_2 darstellt; unter t_3 ist die Fallzeit und unter t_4 eine gewisse Pause zu verstehen, wie sie zur Ausübung des Effectes durch den Schlag nothwendig sein wird. Diese letztere Zeit wird man passend anzunehmen haben, während die Größen t_1, t_2 und t_3 sich ermitteln lassen. Die Bewegung des Kolbens während der Zeit t_1 unter Einfluß der constanten Dampfkraft $F(p-p_0)$ ist eine gleichförmig beschleunigte, welche mit der Beschleunigung:

$$g_1=\frac{F(p-p_0-f)-G}{G}g$$

vor sich geht, daher hat man die Zeitdauer der Erhebung um den Weg s_1 gleichzusetzen

$$t_1=\sqrt{\frac{2s_1}{g_1}}=\sqrt{\frac{2s_1}{g}\frac{G}{F(p-p_0-f)-G}} \quad . \quad . \quad (6)$$

Die weitere Bewegung des Rammbärs während der Zeit t_2 vermöge der erlangten Geschwindigkeit v ist eine gleichförmig verzögerte, für welche die Verzögerung g_2, wie aus der Gleichung (3) zu ersehen ist, zu:

$$g_2=\frac{G+Ff}{G}g$$

angenommen werden muß; daher hat man die zugehörige Zeit

$$t_2=\sqrt{\frac{2s_2}{g_2}}=\sqrt{\frac{2s_2}{g}\frac{G}{G+Ff}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Endlich hat man für die gleichförmig beschleunigte Bewegung des Fallens von der Höhe $h=s_1+s_2$, für welche die Beschleunigung zu:

$$g_3=\frac{G-Ff}{G}g$$

anzunehmen ist, die Fallzeit

$$t_3 = \sqrt{\frac{2h}{g_3}} = \sqrt{\frac{2h}{g} \frac{G}{G - Ff}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Ist nun in einem vorliegenden Falle das Gewicht G des Rammbärs und die Kolbenfläche F sowie die Hubhöhe h gegeben, so kann man durch Annahme des Dampfüberdruckes $p - p_0$ aus Gleichung (5) die Größe s_1 für den unter directem Dampfdruck zurückgelegten Weg bestimmen. Man hat sich dann aber noch zu überzeugen, ob für die gewählten Verhältnisse die aus den Gleichungen (6), (7) und (8) sich ergebenden Zeiten zusammen noch kleiner sind als die zu einem ganzen Spiele disponibele Zeit $t = \frac{60}{n}$, damit der Rammbär immer noch während einer gewissen, wenn auch nur sehr geringen Zeit (0,1 Secunde) mit dem Pfahle in Berührung bleiben kann. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so wird man etwa durch veränderte Annahme des Dampfüberdruckes $p - p_0$ den gestellten Anforderungen zu genügen haben.

Bei dieser Untersuchung ist von einer Expansionswirkung des Dampfes sowie von der Compression der Luft beim Verdrängen derselben ganz abgesehen, eine darauf Bezug nehmende Ermittelung hätte nach dem in Thl. II über Dampfmaschinen Gesagten zu geschehen. Es kann hierfür auch die schon oben erwähnte Arbeit von Lewicki*) angeführt werden. Wenn auch die Verwendung des Dampfes bei den direct wirkenden Dampframmen wegen des Wegfalls einer Expansionswirkung an sich nicht besonders ökonomisch ist, so fällt dieser Umstand meist nur wenig ins Gewicht gegenüber dem ganz erheblich größeren Kostenaufwande, welchen das Rammen durch Menschenhand erfordert. Da überhaupt bei Bauten jede durch Störung der Maschine veranlaßte Betriebsunterbrechung mit namhaften Nachtheilen verbunden zu sein pflegt, so empfiehlt es sich, bei den Rammen, wie überhaupt bei allen Baumaschinen, ein größeres Gewicht auf die Einfachheit der Construction als auf die Größe des Wirkungsgrades zu legen.

Im Vorstehenden war von dem Arbeitsaufwande die Rede, welcher zum Heben des Rammbärs erforderlich ist, und der betreffende Wirkungsgrad kommt der Ramme natürlich nur in so weit zu, als dieselbe als Hebemaschine betrachtet wird. Was die Wirkung des fallenden Bärs auf den Pfahl, das Eintreiben desselben in den Boden und die Comprimirung des letzteren abetrifft, so sind dies transformirende Wirkungen, welche nur durch die Erfahrung festgestellt werden können, in welcher Hin-

*) Civil-Ingenieur, Bd. XXI, Heft 1.

sicht daher auf die Angaben in den bautechnischen Zeitschriften verwiesen werden muß.

Nur auf einen Umstand mag hier hingewiesen werden, welcher die verhältnißmäßige Wirkung verschiedener Rammsysteme, namentlich auch den Einfluß der Fallhöhe, betrifft. Wenn der auf die Höhe h gehobene Bär, dessen Gewicht G_1 ist, herunterfällt, so repräsentirt diese Bewegung eine mechanische Arbeit $A = G_1 h$, welche, wenn von den Reibungswiderständen während des Fallens abgesehen wird, eine Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$ des Rammbärs im Momente des Aufschlagens erzeugt. Bezeichnet man nun mit G_2 das Gewicht des Pfahls, so findet bei dem Stoße, wenn derselbe als ein unelastischer betrachtet wird, ein Verlust an lebendiger Kraft statt, welcher nach Thl. I, §. 359 zu:

$$A' = \frac{G_1 G_2}{G_1 + G_2} h = A \frac{G_2}{G_1 + G_2}$$

sich ermittelt, während der Rest der Arbeit

$$A'' = A - A' = A \frac{G_1}{G_1 + G_2}$$

in den Pfahl übergeht, und auf Eindrängen, d. h. Bewegung desselben wirkt. Der Arbeitsbetrag A' wird wesentlich auf Molecularwirkungen, z. B. Beschädigung des Pfahls, nicht aber für den beabsichtigten nützlichen Zweck verwendet, und man wird ihn daher so klein als möglich zu machen haben. Man erkennt nun leicht, daß dieser Werth

$$A' = A \frac{G_2}{G_1 + G_2} = A \frac{1}{\frac{G_1}{G_2} + 1}$$

einen um so geringeren Theil von A ausmacht, je größer das Gewicht des Bärs im Vergleiche mit dem des Pfahles ist. Wollte man $G_1 = G_2$ machen, so würde der Verlust $A' = \frac{1}{2} A$ werden, während man in den gewöhnlichen Fällen, wo $G_1 = 2\,G_2$ bis $2{,}5\,G_2$ gewählt wird, für A' den Werth von $0{,}33\,A$ bis $0{,}286\,A$ erhält. Denkt man sich ferner zur Erzeugung eines Schlages eine bestimmte mechanische Arbeit A zum Heben des Bärs G_1 auf die Höhe h aufgewendet, so folgt ferner hieraus, daß der Stoßverlust einen um so größeren Theil dieser Arbeit verzehren wird, je größer h, d. h. je kleiner G_1 ist, und daraus geht hervor, daß unter Voraussetzung derselben Größe von A eine Kunstramme mit beträchtlicherem Stoßverluste arbeiten wird als eine Dampframme, bei welcher der Hub h kleiner und daher das Gewicht G_1 größer ist. Damit in Beziehung steht denn auch die vielfach gemachte Erfahrung, daß bei Anwendung von Kunstrammen eine starke Beschädigung der Pfähle einzutreten

pflegt. Wenn nun auch der Stoß des Rammbärs auf den Pfahl kein vollkommen unelastischer ist, jener Betrag von A' daher auch nicht gänzlich verloren geht, so wird doch immer der Stoßverlust um so größer sein, je kleiner G_1 im Verhältniß zu G_2 ist.

Ueber die Tragfähigkeit der eingerammten Pfähle ist in Thl. I, §. 371 ein Näheres angegeben, es wird sich jedoch in der Praxis mehr empfehlen, die Bestimmung der Tragfähigkeit auf praktische Erfahrungen anstatt auf theoretische Rechnungen zu gründen (siehe Hagen, Handbuch der Wasserbaukunst, Thl. I, S. 628).

Zweites Capitel.

Der Transport zu Lande.

Von dem Transporte überhaupt. Nach dem in der Vorbemerkung §. 45. Angeführten handelt es sich in diesem Capitel um die Betrachtung derjenigen Mittel, welche den Transport der Lasten auf gänzlich oder nahezu horizontalen festen Wegen zum Hauptzwecke haben. Wenn auch fast immer, wegen der Neigung der Transportwege, mit der horizontalen Bewegung der Massen eine gewisse verticale Förderung derselben verbunden zu sein pflegt, so besteht doch der eigentliche Zweck der hier in Betracht kommenden Vorrichtungen hauptsächlich nur in der horizontalen Bewegung, wie schon daraus hervorgeht, daß die meisten Transportwege abwechselnd steigen und fallen, je nachdem das Terrain es erfordert. Die hierbei zu überwindenden Widerstände gehören daher auch vorwiegend zu den sogenannten schädlichen, d. h. solchen, bei welchen, wie z. B. bei der Reibung, die zu ihrer Ueberwindung erforderliche mechanische Arbeit vollständig vernichtet, oder richtiger, auf Abnutzung der Maschinentheile verbraucht wird, ohne jemals wieder gewonnen zu werden, wie dies bei den nützlichen Widerständen (Heben von Gewichten) der Fall ist.

Es ist daher auch ersichtlich, daß man bei dem ausschließlich horizontalen Transporte von einem Wirkungsgrade in dem Sinne, wie er bei den Hebevorrichtungen zu verstehen ist, nicht sprechen kann, indem bei der horizontalen Bewegung einer Masse eine Erhebung des Schwerpunktes oder überhaupt eine solche Wirkung nicht erzeugt wird, welche sich wieder in nutzbare mechanische Arbeit umsetzen ließe. Bei jedem horizontalen Transporte ist die Hebearbeit gleich Null und der gesammte erforderte Arbeitsaufwand wird durch die schädlichen Hindernisse der Bahn aufgezehrt. Man pflegt indessen zur Vergleichung verschiedener Transportmethoden doch von einem Wirkungs-

grade oder Güteverhältnisse derselben zu sprechen, indem man als Merkmal für denselben diejenige Größe der mechanischen Arbeit annimmt, welche erforderlich ist, um einen gewissen gewünschten Transport zu bewirken. In dieser Translocirung der Massen muß man hier die eigentliche Nutzarbeit erkennen, in deren Erzielung der Zweck der ganzen Vorrichtung besteht. Als Einheit für diesen nützlichen Effect pflegt man diejenige Leistung anzusehen, durch welche eine Gewichtseinheit (Centner, Tonne) um eine Längeneinheit (Meile, Kilometer) transportirt wird, und pflegt in diesem Sinne wohl von Centnermeile oder von Kilometertonne zu sprechen. Wenn derartige Bezeichnungen mit Rücksicht auf Transporte gebraucht werden, so hat man sich dabei natürlich immer den Unterschied zwischen ihnen und der gleichartigen Bezeichnung von mechanischer Arbeit gegenwärtig zu halten, wonach man unter einem Meterkilogramme die mechanische Arbeit versteht, welche zur verticalen Erhebung eines Kilogramms auf einen Meter erfordert wird. Zur thunlichsten Vermeidung von Mißverständnissen soll im Folgenden bei diesen Bezeichnungen, wenn sie sich auf den Transport beziehen, das Gewicht der Länge vorausgesetzt, also Kilogrammmeter, Centnermeile, Tonnenkilometer geschrieben werden, während wie bisher die entgegengesetzte Aufeinanderfolge (Meterkilogramm, Metertonne) sich auf die mechanische Arbeit beziehen soll.

Das Fortschaffen von Lasten auf ganz oder nahezu horizontalen Wegen kann auf folgende Weise bewirkt werden:

1) durch das Tragen seitens der Menschen oder Thiere;
2) durch Schlitten oder Schleifen auf dem Schnee oder Pflaster ꝛc.;
3) durch ein- oder zweiräderige Karren auf Laufbrettern oder auf dem Fußboden;
4) durch vier- oder mehrräderige Wagen auf Straßen und Eisenbahnen.

Unter allen diesen Förderungsmethoden ist in der Regel das Tragen die unvortheilhafteste, weil hier das ganze Gewicht der Förderlast von dem Arbeiter aufgenommen und bei jedem Schritte mit dem Gewichte des Arbeiters zugleich um eine gewisse Höhe, welche nach (Thl. II) 0,09375 der Schrittlänge gleich zu setzen ist, gehoben werden muß. Ist die Last $= Q$, so hat man folglich die ihr entsprechende Kraft oder Anstrengung des Arbeiters beim Tragen derselben:

$$P = 0{,}094\,Q.$$

Die Kraft zum Fortschaffen der Lasten mittelst der Fuhrwerke ist zwar ebenfalls der Last Q proportional, allein sie ist in der Regel ein viel kleinerer Theil derselben als beim Tragen, wenigstens nähert sich diese Kraft dem angegebenen Werth P erst dann, wenn der Wagen auf einer sehr schlechten

Straße mit vielem Kothe und tiefen Gleisen fortzuziehen ist. Hier kann, wie weiter unten angegeben wird, $P = \frac{1}{13} Q = 0,077\, Q$ betragen. Etwas anders ist allerdings das Verhältniß bei ansteigenden Wegen, wo außer der gewöhnlichen Zugkraft auf horizontalen Straßen, der Theorie der schiefen Ebene zufolge (s. I, §. 180), noch ein entsprechender Theil von dem Gewichte des Arbeiters und der Last zu überwinden ist. Bezeichnet α das Ansteigen der Straße, μ einen Erfahrungscoefficienten und G das Gewicht des Arbeiters, so hat man

$$P = \mu Q + (Q + G) \sin \alpha$$

zu setzen. Da nun der Theil $(Q + G) \sin \alpha$ bei allen Förderungsweisen einer und derselbe ist, so folgt, daß der Kraftunterschied bei denselben verhältnißmäßig um so kleiner ausfällt, je größer der Steigwinkel α der Straße ist, auf welcher die Last fortgeschafft wird. Die Förderung in Karren steht zwischen dem Tragen auf dem Rücken und dem Fortschaffen in Wagen inne, weil hier noch ein Theil der Last Q von dem Arbeiter unmittelbar aufgenommen wird. Die Kraft zur Förderung mittelst Schlitten oder Schleifen ist bekanntlich nach der Art und dem Zustande der sich reibenden Flächen sehr verschieden. Für die Bewegung eines Schlittens mit hölzernen Kufen auf einer glatten Holz- oder Steinbahn ist der Reibungscoefficient:

im ungeschmierten Zustande . . . $\mu = 0,38$,
geschmiert mit trockener Seife . . $\mu = 0,15$,
geschmiert mit Talg . . . . . . $\mu = 0,07$.

Auf einer guten Schneebahn fällt die Reibung eines solchen Schlittens nur 0,035 aus, und für die Bewegung stählerner Schlittenkufen auf gefrorenem Schnee oder Eis ist $\mu = 0,02$. Der kleinste Reibungscoefficient wurde von Rennie bei Eisen auf Eis zu 0,0143 gefunden; beim Stapellauf von Kriegsschiffen hat man für Holz auf Holz mit Talg geschmiert $\mu = 0,033$ gefunden (s. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 3, S. 3). Bei der Bewegung der Wagen auf guten Straßen fällt $\mu = 0,02$ bis 0,04 aus, und für die Bewegung der Wagen auf Eisenbahnen ist μ gar nur 0,003 bis 0,005.

Bei dem Transporte von Lasten wird der Arbeitsaufwand durch das Gewicht Q_1 des Fördergefäßes nicht unansehnlich erhöht. Das Verhältniß $\frac{Q_1}{Q} = \nu$ des Gewichtes des Förderungsmittels zu dem der Last ist zugleich die relative Vergrößerung des Arbeitsaufwandes, welchen das Mitfortschaffen des Förderungsmittels erfordert; nun beträgt aber das Gewicht Q_1 meist $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ der Last Q, folglich erfordert auch beim Tragen und Fördern in Wagen, Schlitten u. s. w. das Gewicht des Fördergefäßes eine Vergrößerung

der Arbeit von $\nu = {}^1/_5$ bis ${}^1/_3$ der Nutzleistung. Muß das Förderungsmittel überdies noch leer zurückgeschafft werden, wie es z. B. bei wiederholtem Transport auf derselben Strecke nöthig ist, so ist diese Vergrößerung der Arbeit sogar das Doppelte, d. i. $2\nu = {}^2/_5$ bis ${}^2/_3$ der Nutzleistung.

Bei der Förderung durch Menschen und Thiere hat man nach Thl. II für die Geschwindigkeit v beim Hinwege, mit gefülltem Fördergefäße:

$$\left(2 - \frac{v}{c}\right) K = \mu (1 + \nu) Q,$$

und für die Geschwindigkeit v_1 beim Rückwege, mit leerem Förderungsmittel:

$$\left(2 - \frac{v_1}{c}\right) K = \mu \nu Q.$$

Es ist folglich:

$$v = c\left(2 - \mu (1 + \nu) \frac{Q}{K}\right)$$

und

$$v_1 = c\left(2 - \mu \nu \frac{Q}{K}\right),$$

wobei c die mittlere Geschwindigkeit und K die entsprechende mittlere Kraft des Arbeiters bezeichnet.

Wird nun der Förderungsweg s in der Schichtzeit t n mal hin und ebenso oft her zurückgelegt, so hat man:

$$n = \frac{t}{\frac{s}{v} + \frac{s}{v_1}}, \text{ oder } ns = \frac{t}{\frac{1}{v} + \frac{1}{v_1}} = \frac{v v_1 t}{v + v_1},$$

und daher die Nutzleistung per Schicht:

$$Qns = \frac{Q v v_1 t}{v + v_1} = \frac{K v_1 t}{\mu (1 + \nu)} \frac{\left(2 - \frac{v}{c}\right) v}{v_1 + v}.$$

Die Geschwindigkeit v_1 ist nur wenig kleiner als $2c$ und läßt sich daher als constant ansehen. Dies vorausgesetzt, erhält man nun durch Differentiiren den vortheilhaftesten Geschwindigkeitswerth:

$$v = \sqrt{(2c + v_1) v_1} - v_1,$$

folglich als ersten Näherungswerth:

$$v_1 = 2c$$

und

$$v = 2c\left(\sqrt{2} - 1\right) = 0{,}828\, c,$$

woraus nun:

$$Q = \left(2 - \frac{v}{c}\right) \frac{K}{\mu(1+\nu)} = 1,172 \frac{K}{\mu(1+\nu)},$$

und ein zweiter Näherungswerth:

$$v_1 = c\left(2 - 1,172 \frac{\nu}{1+\nu}\right)$$

folgt, und sich endlich auch v und Q genauer bestimmen lassen.

Setzt man $\nu = 0$, nimmt also an, daß der Arbeiter nach jedem Transport ohne alle Last zurückgehe, so folgt genau:

$$v_1 = 2c;\ \ v = 0,828c \text{ und } Q = 1,172 \frac{K}{\mu},$$

und daher die tägliche Nutzleistung:

$$Qns = 1,172 \frac{K}{\mu} \cdot \frac{0,828c \,.\, 2ct}{2,828c} = 0,686 \frac{K}{\mu} ct,$$

d. i. circa $^2/_3$ der Arbeitsfähigkeit des Arbeiters.

Die mittleren Werthe für K, c und t beim Tragen auf dem Rücken, wo $\mu = 1$ zu setzen ist, sind in Thl. II mitgetheilt worden.

Beispiel. Wenn die Kraft zum Fortschaffen einer Last $P = {}^1/_{20}\, Q$, also $\mu = {}^1/_{20} = 0,05$ ist und wenn das Gewicht des Förderungsmittels $Q_1 = {}^1/_4\, Q$, also $\nu = {}^1/_4$ beträgt, und dasselbe nach jedem Gange wieder leer mit zurückgebracht werden muß, so ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit auf dem Rückwege:

$$v_1 = c\,(2 - 1,172 \,.\, {}^1/_5) = 1,7656\, c,$$

ferner die auf dem Hinwege:

$$v = (\sqrt{1,7656 \,.\, 3,7656} - 1,7656)\, c = 0,8129\, c;$$

die reine Last:

$$Q = (2 - 0,8129) \frac{K}{{}^1/_{20} \cdot {}^5/_4} = 18,99\ K,$$

und die entsprechende Nutzleistung:

$$Qns = \frac{Qvv_1t}{v + v_1} = \frac{0,8129 \,.\, 1,7656 \,.\, 18,99\, Kct}{2,5785} = 10,57\, Kct$$
$$= 0,529 \frac{Kct}{\mu},$$

d. i. beinahe 53 Procent des Arbeitsvermögens.

Schiebkarren. Die durch Menschenkraft in Bewegung zu setzenden einrädrigen Fuhrwerke sind der Schiebbock und der Schiebkarren, welche sich von einander nur dadurch unterscheiden, daß der letztere mit einem zur Aufnahme der Last eingerichteten Kasten versehen ist, während der Schieb- §. 46.

bock nur eine über das Rad weggreifende Lehne hat. In Fig. 179 ist ein Schiebbock dargestellt, während Figur 180 eine englische Handkarre vorstellt, wie sie zum Fortschaffen von Erdmassen beim Eisenbahnbau gebraucht wird. Die beiden **Karrenbäume** a, welche an den Enden als Handhaben und zum Ueberlegen des Tragbandes dienen, stützen sich mit einfachen Lagern b auf die Axe des Rades R, und tragen zwischen sich den **Boden** c, über welchem durch die beiden **Seitenbretter** d, das **Kopfbrett** e und das **Hinterbrett** h der Kasten von etwa 0,06 cbm Fassungsraum gebildet ist. Die schräge Stellung der Kastenwände erleichtert hierbei wesentlich die Entleerung durch Umkippen. Während hierbei das eigentliche Fördergefäß **auf** den Karrenschenkeln sitzt, ist dasselbe bei dem sogenannten **Auslaufkarren**, Fig. 181, wie er beim Bergbau zum Ausstürzen der zu Tage geförderten Gesteinsmassen auf die Halde verwendet wird, **zwischen** den Karrenschenkeln angeordnet.

Fig. 179.

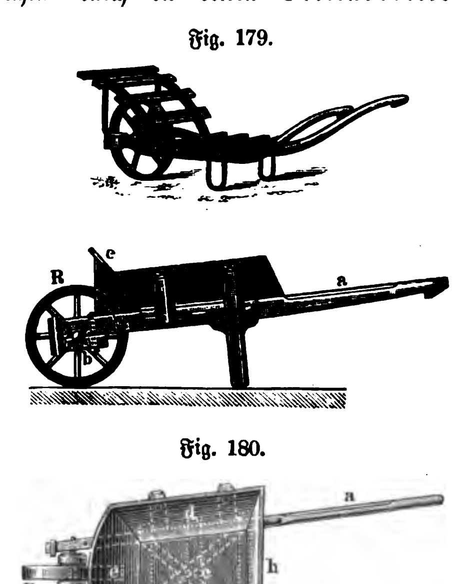
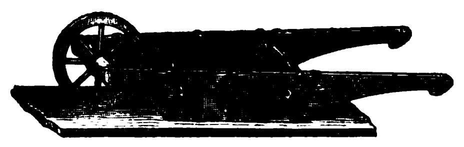


Fig. 180.

Die beiden Karrenschenkel bilden einen einarmigen Hebel CSD, Fig. 182, dessen Stützpunkt C die Drehungsaxe des Rades ist, und dessen Kraftpunkt durch die Handhaben D gebildet wird. Wenn $CA = a$ den Horizontal-

Fig. 181.



abstand beider Punkte und $CB = b$ den horizontalen Abstand der Axe von der im Schwerpunkte S wirkenden Last (einschließlich des Karrengestells) be-

deutet, so hat man für die Kraft P oder den Druck auf die Schultern des Arbeiters

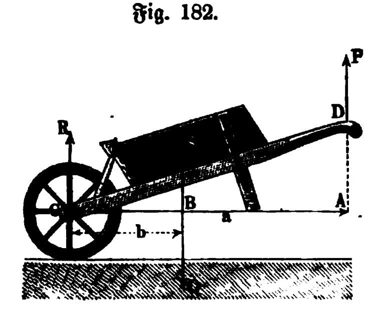
$$P = \frac{b}{a}\, Q.$$

Der Axendruck

$$R = Q - P = \frac{a-b}{a}\, Q$$

wird ebenso wie das Gewicht R_1 des Rades direct von der Fahrbahn aufgenommen und erzeugt daselbst eine wälzende Reibung, welche nebst der untergeordneten Zapfenreibung ebenfalls von dem Karrenläufer überwunden werden muß. Bei gutem festem Fußboden kann man annehmen, daß beide Reibungen zusammen nicht mehr als $^1/_{30}$ des Druckes, und bei einer aus Karrdielen hergestellten Holzbahn nur $^1/_{40}$ desselben betragen. Deshalb kann man bei den angenäherten Rechnungen, wie sie für den vorliegenden Fall nur verlangt werden können, diese Reibungen ganz außer Acht lassen, indem man

Fig. 182.



$$P = \frac{b}{a}\,(Q_1 + Q) = \frac{b}{a}\,(1 + \nu)\, Q$$

setzt, worin $\nu = \frac{Q_1}{Q}$ das Verhältniß des Karrengewichts zur Last bezeichnet.

Die erforderliche Kraft wird eine wesentlich andere, wenn die Bahn steigt oder fällt. Man hat dann, wenn R_1 das Gewicht des Rades und seiner Axe bedeutet, noch die Hebkraft

$$(Q + Q_1 + R_1 + G)\, sin\, \alpha$$

auszuüben, also im Ganzen die Kraft

$$P = \frac{b}{a}\,(Q + Q_1) + (Q + Q_1 + R_1 + G)\, sin\, \alpha,$$

und zwar nicht allein beim Ansteigen, sondern auch beim Abwärtslaufen, wobei es darauf ankommt, die Beschleunigung des Karrens aufzuheben.

Man rechnet beim Fördern auf einer horizontalen Strecke mittelst des Schiebkarrens, daß ein Arbeiter eine Last von 64 kg mit einer mittleren Geschwindigkeit von 0,5 m während einer zehnstündigen Arbeitszeit fortschaffen könne, wenn er nach jedem Gange leer zurückfährt. Daher ist die entsprechende Leistung pro Secunde 64 . 0,5 = 32 Kilogrammmeter.

Bei dem Freiberger Bergbau fördert ein Arbeiter in einer sechsstündigen Schicht 120 Kübel Berge à 46 kg auf 80 Meter horizontaler Entfernung, was einer Leistung von 120 . 46 . 80 = 441 600 Kilogrammmeter entspricht.

Das Eigengewicht der Schiebkarren schwankt für gewöhnlich zwischen 35 und 50 Kilogramm, das Hebelverhältniß $\frac{b}{a}$ meist zwischen $^1/_3$ und $^1/_4$. Je kleiner dieses Verhältniß ist, desto geringer fällt natürlich auch die Schulterbelastung des Karrenläufers aus, und man hat daher in einzelnen Fällen den Karrenbäumen eine Länge $a = 5\,b$ gegeben. Wenn eine solche Ausführung auch geeignet erscheinen kann bei ganz horizontaler Bahn, so hat sie sich doch nicht für Bahnen bewährt, in denen Steigungen vorkommen, da hierbei die höchste Belastung der Karre durch die Bahnneigung bedingt ist. Zur Transportirung größerer Massen auf ansteigenden Bahnen hat man bei Bauausführungen auch die Anordnung so getroffen, daß die Bewegung durch den Zug eines vorgespannten Pferdes geschieht, so daß dem Karrenführer hauptsächlich nur das Lenken obliegt.

Beispiel. Wenn bei einem Schiebkarren mit dem Verhältniß $\frac{b}{a} = {}^1/_4$ das Eigengewicht und die Last zusammen 100 kg betragen, so hat man die Tragkraft des Arbeiters

$$P = \frac{b}{a}(Q + Q_1) = {}^1/_4\,100 = 25\,\text{kg}.$$

Betrachtet man diese Arbeit als ein Tragen auf dem Rücken, so findet sich nach Thl. II bei einer siebenstündigen Arbeitszeit die vortheilhafteste Geschwindigkeit

$$v = c\left(2 - \frac{P}{K}\right) = 0{,}75\left(2 - \frac{25}{43}\right) = 1{,}065 \text{ Meter},$$

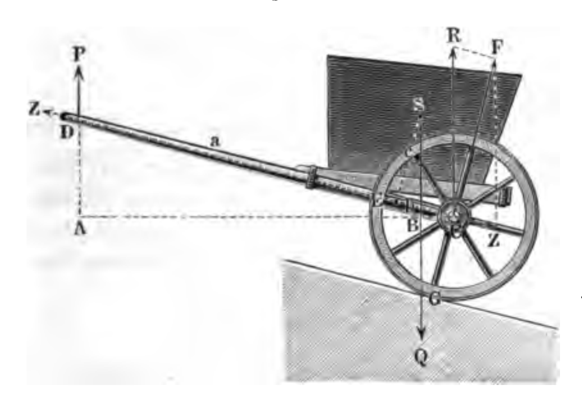
wenn $c = 0{,}75$ m die mittlere Geschwindigkeit und $K = 43$ kg die entsprechende mittlere Kraft des Arbeiters bedeutet. Hat nun der Karren ein Eigengewicht $Q_1 = 40$ kg; ist also die Ladung $Q = 60$ kg schwer, so ist die nützliche Transportarbeit pro Secunde 60 . 1,065 = 63,9 Kilogrammmeter. Nimmt man an, daß die durchschnittliche Leistung während der ganzen Arbeitszeit durch das leere Rückfahren um $^1/_8$ kleiner wird (s. unten), so ergiebt sich für horizontale Bahn die Transportleistung während einer siebenstündigen Schicht zu

$$^7/_8 . 7 . 60 . 60 . 63{,}9 = 1\,073\,520 \text{ Kilogrammmeter.}$$

§. 47. **Zweiräderige Karren.** Die Förderung in zweiräderigen Wagen oder Karren ist ebenso zu beurtheilen wie die Förderung mittelst der Schiebkarren. Sie werden sowohl durch Menschen als durch Pferde in Bewegung gesetzt, und haben zwei Deichseln, welche eine sogenannte Gabel bilden, zwischen welche der Arbeiter oder das Zugpferd zu stehen kommt. Die Last wird auf diese Karren so aufgepackt, daß der Schwerpunkt derselben nahe vor der Radaxe zu liegen kommt, folglich nur ein kleiner Theil

der Last mittelst der Gabel auf den Rücken des arbeitenden Geschöpfes zu übertragen ist. Es sei die Länge CD eines solchen in Fig. 183 abgebildeten Karrens $= a$, der Schwerpunkt S der Last Q habe von der Deichsel den Abstand $SE = c$, und die Entfernung des Punktes E von der Radaxe sei $EC = b$. Nimmt man an, daß der Weg unter dem Winkel α aufsteige, und daß die Deichsel unter demselben Winkel $ACD = \alpha$ gegen den Hori-

Fig. 183.



zont geneigt sei, dann ist der Hebelarm der Tragkraft P des Arbeiters $CA = a \cos \alpha$ und der der Last $CB = b \cos \alpha - c \sin \alpha$, demnach:

$$P a \cos \alpha = Q (b \cos \alpha - c \sin \alpha)$$

und folglich die Tragkraft:

$$P = \frac{b \cos \alpha - c \sin \alpha}{a \cos \alpha} Q = \frac{b - c \tang \alpha}{a} Q.$$

Es nimmt also die Tragkraft P ab, wenn die Neigung des Weges größer wird, und es fällt P sogar negativ aus, d. i. es wirkt der belastete Karren von unten nach oben auf den Arbeiter, wenn $c \tang \alpha > b$ ist. Damit dieser ungünstige Fall der Arbeitsverrichtung vermieden werde, muß immer der Schwerpunkt S der Last mindestens um den Abstand $CE = b = c \tang \alpha$, wo α den größten Steigwinkel des Weges bezeichnet, vor der Radaxe zu liegen kommen.

Außer der Tragkraft P hat der Arbeiter noch eine Zugkraft Z auszuüben, welche den in die Bahnrichtung fallenden Componenten der von dem Wege aufzunehmenden Reaction F ausmacht, während der andere verticale Component die Differenz:

$$R = Q - P = Q - \frac{b - c \tang \alpha}{a} Q = \left(1 - \frac{b}{a} + \frac{c}{a} \tang \alpha\right) Q \text{ ist.}$$

Man hat daher:

$$F = R \cos\alpha \text{ und } Z = R \sin\alpha = F \tan\alpha.$$

Für die Bewegung auf einer horizontalen Bahn ist $\alpha = 0$; daher die Tragkraft $P = \frac{b}{a} Q$ und die Zugkraft $Z = 0$.

Diese Kraftverhältnisse werden natürlich durch die Axenreibung und durch den Widerstand des Fußbodens abgeändert. Bezeichnet man die Summe dieser beiden Widerstände durch W, so ist die Zugkraft

$$Z = R \sin\alpha + W,$$

also für die Bewegung auf horizontalem Wege $Z = W$ zu setzen.

Da sich das arbeitende Geschöpf beim Fortziehen oder Fortschieben einer Last durch die Reibung seiner Füße auf dem Fußboden festhalten muß, so ist natürlich nöthig, daß die Zugkraft Z diese Reibung nicht übertreffe. Ist φ der entsprechende Reibungscoefficient und G das Gewicht des Motors, so kann man setzen:

$$Z = \varphi (G + P).$$

Es ist also die Tragkraft P um so größer zu nehmen, je kleiner der Reibungswinkel oder je glatter der Fußboden ist. Hieraus erklärt sich auch die Gewohnheit der Treiber, bei stark ansteigender Bahn den Satteldruck P des Zugpferdes durch theilweise Verlegung der Last nach vorn, oder auch wohl durch Aufsitzen zu vergrößern, um der Bedingung $Z = \varphi (G + P)$ zu genügen. Für die Zugkraft der Pferde auf horizontalen Straßen ist z. B. erfahrungsmäßig die Leistung am größten, wenn $\frac{P}{Z} = 1/5$ beträgt. Nach dieser Regel ist für die zweiräderigen Fuhrwerke:

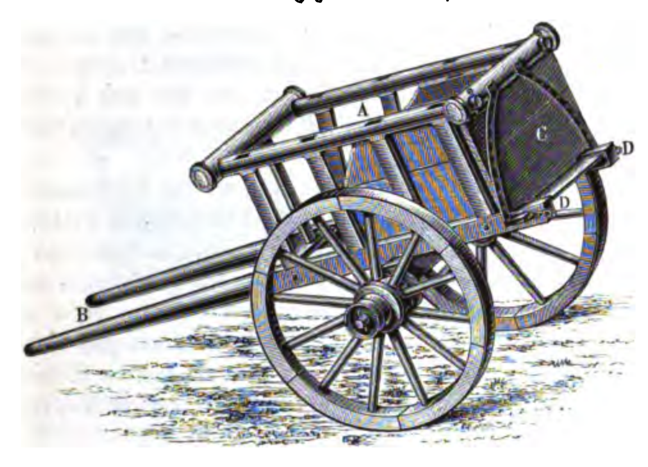
$$\frac{b\,Q}{a\,W} = 1/5, \text{ also } \frac{b}{a} = 1/5 \frac{W}{Q}$$

zu nehmen.

Die zweiräderigen Fuhrwerke oder **Karren** werden in England und Frankreich zu landwirthschaftlichen und anderen Zwecken beim Transport geringerer Lasten vielfach gebraucht, indem sie für solche Fälle, und namentlich da, wo es auf **leichte Lenkbarkeit** ankommt, und wo gute Wege und starke Pferde zur Verfügung sind, manche Vorzüge vor den vierräderigen **Wagen** darbieten. Ebenso finden die Karren eine ausgedehnte Verwendung beim Baue von Eisenbahnen u. s. w. zur Beförderung der Erdmassen. In dem letzteren Falle läßt man die Karren in der Regel auf provisorischen Bohlenbahnen laufen, indem man sie entweder durch je zwei oder drei Ar-

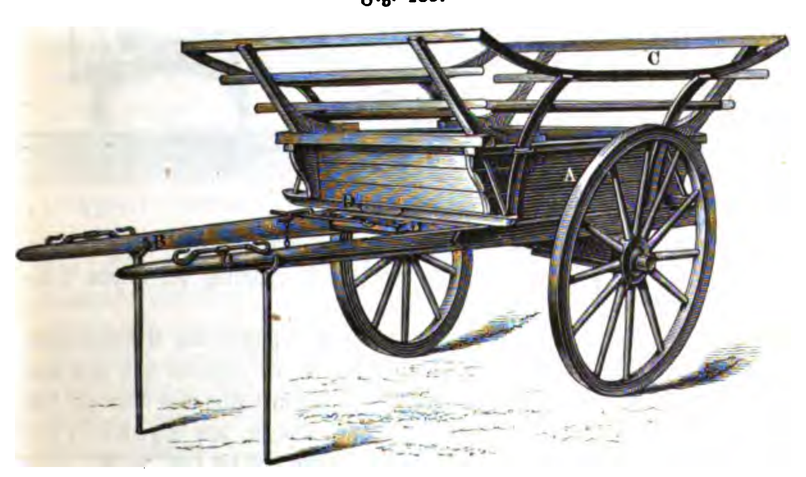
beiter nach Art der Schiebkarren bewegt, oder mehrere Karren hinter einander durch ein Pferd ziehen läßt.

Fig. 184.



Einen Karren zum Erdtransport zeigt Fig. 184. Der Kasten *A* sitzt hier fest auf den Deichseln *B* und ist zum bequemen Füllen und Entleeren mit

Fig. 185.



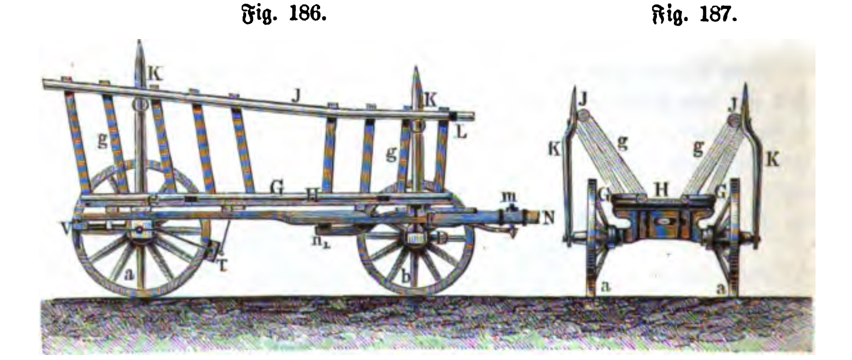
einer lösbaren Hinterwand *C* versehen. Die Vorderwand und ein Theil der Seitenwände sind der Deutlichkeit wegen abgenommen gezeichnet. Die Haken

D sind zum Einhängen von Verbindungsketten oder Zugseilen behufs der Vereinigung mehrerer Karren hinter einander angebracht.

Ein Ackerkarren der Fabrik von Crosquill*) ist in Fig. 185 (a. v. S.) dargestellt. Die Anspannung des Pferdes in der Gabeldeichsel *B* ist aus der Figur ersichtlich und es sind zur Vergrößerung des Laderaumes beim Einfahren der Ernte auf den Kasten *A* noch besondere Ueberladeleitern *C* gesetzt. Zur bequemen Entleerung läßt sich der Kasten um eine Axe nach hinten überschlagen, nachdem vermittelst des Hebels *D* ein Sperrstift ausgelöst worden ist.

§. 48. **Vierräderige Wagen.** Ein Wagen kann als eine Vereinigung zweier Karren angesehen werden, auf deren beide Axen die gesammte Belastung sich vertheilt. In Folge dessen haben die Zugthiere nichts zu tragen und können ihre ganze Kraft in horizontaler Richtung an den Zugsträngen ausüben. Für größere Lasten eignet sich der Wagen auch deswegen besser als der Karren, weil dabei die Last sich auf vier, anstatt auf nur zwei Räder vertheilt, und sowohl durch die Festigkeit der Axen als auch die Widerstandsfähigkeit der Straße die höchstens zulässige Größe des auf ein Rad entfallen-

Fig. 186. Fig. 187.



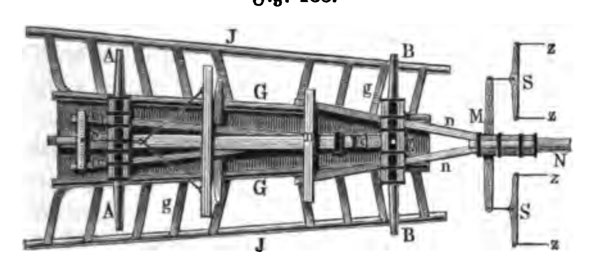
den Druckes beschränkt ist. Dagegen ist die Lenkbarkeit des Wagens eine geringere als die des Karrens, wie aus der Betrachtung der beiden Constructionen sich ergiebt.

Um überhaupt den Wagen zum Wenden und Befahren von Krümmungen geeignet zu machen, werden die beiden Axen so mit einander und mit dem Wagenkasten verbunden, daß die Vorderaxe in einem bestimmten Betrage sich um einen durch ihre Mitte gehenden verticalen Bolzen, den Spannnagel oder Reibnagel, drehen kann. Aus den Figuren 186 bis 188, welche einen

*) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 3, und Hamm, Die landwirthschaftlichen Geräthe und Maschinen Englands.

Wagen im Grundrisse und in Durchschnitten darstellen, ist die Construction ersichtlich. Die beiden Räderpaare $a\,a$ und $b\,b$ sind um die conischen oder cylindrischen Schenkel der beiden schmiedeeisernen Axen A und B lose drehbar. Auf diesen Axen sind starke Hölzer C und D, die sogenannten Tragschemel, befestigt, welche durch den Langbaum cd mit einander in Verbindung stehen. Während dieser Langbaum mit dem Hinterwagen oder der

Fig. 188.



Hinteraxe A fest verbunden, und zu mehrer Festigkeit noch durch die Arme c_1 verstärkt ist, geschieht die Verbindung des Langbaumes bei d mit der Vorderaxe durch den besagten Spannnagel E, welcher mitten durch die Vorderaxe B und das Ende d des Langbaumes hindurchtritt. Gleichzeitig geht dieser Spannnagel E durch eine Durchbohrung eines zweiten, über dem Tragschemel D liegenden Querholzes F, des sogenannten Drehschemels oder Lenkschemels, welcher seinerseits mit dem hinteren Tragschemel C durch zwei Längsbäume G zu einem festen Geviere verbunden ist, das die Basis für den eigentlichen Wagenraum abgiebt. Der Kasten selbst wird in seiner Bodenfläche durch ein Brett H gebildet, während die beiden langen Seiten bei Erntewagen durch zwei Leitern dargestellt sind, von denen jede aus einer Verbindung des Tragbaumes G mit dem Leiterbaume J durch Sprossen g gebildet ist. Diese Leitern erhalten ihren festen Stand über der Vorderaxe durch zwei strebenartige Hölzer, welche unten mit dem Drehschemel F fest verbunden sind, die sogenannten Rungen, und außerdem durch die sogenannten Lünzstaken K, d. h. gebogene Rundhölzer, deren untere Enden mit Ringen die Axschenkel umfassen. Durch ein Querholz L werden die oberen Leiterbäume J vorn mit einander verbunden. Anstatt der Leitern wendet man zum Transport solcher Gegenstände, welche, wie Kohlen, Erde ꝛc., zwischen den Sprossen g durchfallen würden, einen überall geschlossenen nur oben offenen, kastenförmigen, aus Brettern gebildeten Behälter an, dessen hintere Stirnwand herauszunehmen ist.

Zur Aufnahme der Deichsel N, an welcher die Pferde angreifen, dienen die beiden Arme n, welche durch den vorderen Tragschemel D hindurchgehen, hinterhalb dessen sie durch ein Querholz n_1, das sogenannte Drehscheit

oder Lenkscheit, verbunden sind, welches sich gegen den Langbaum cd legt. Vorn sind diese Arme n mit der Deichsel N verbunden, an welcher durch den Bolzen m der Schwengel M befestigt ist, ein gleicharmiger Hebel, an dessen Enden die beiden kleineren Schwengel oder Ortscheite S angebracht sind, an denen die Zugstränge z der Pferde angreifen. Zuweilen wendet man anstatt des um m drehbaren Schwengels M auch ein fest mit der Deichsel verbundenes Querholz, den sogenannten Steifschwengel, an, wodurch zwar das präcise Lenken des Wagens erleichtert wird, die Pferde aber mehr angestrengt werden, besonders wenn man, unter Weglassung der Ortscheite S, die Zugstränge direct an dem festen Steifschwengel angreifen läßt. Daß die Zugthiere am vorderen Ende der Deichsel mit den sogenannten Aufhaltriemen angeschirrt werden, um den Wagen beim Bergabfahren zurückzuhalten und beim Lenken die Deichsel nach der Seite zu ziehen, ist bekannt.

Die Nothwendigkeit des Bremsens beim Bergabfahren ist schon in Thl. III, 1, §. 175 besprochen und daselbst auch die Wirkung des Hemmschuhes und des gewöhnlichen Schleifzeuges erläutert. Ein solches in der Regel durch eine Schraube V bewegtes Schleifzeug T wendet man bei allen besseren Wagen an, da die Wirkung des Hemmschuhes von nachtheiligem Einflusse auf die Straßen ist.

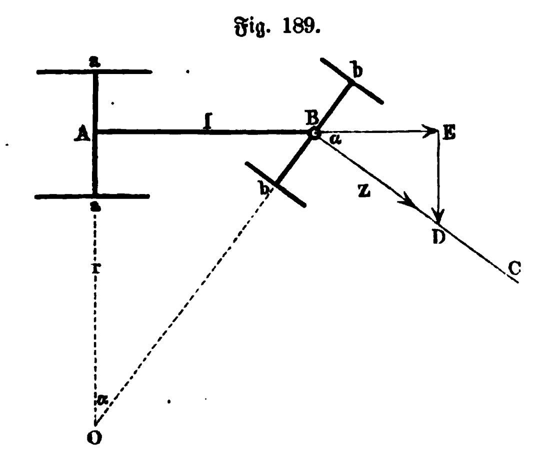
Aus der beschriebenen Anordnung der Wagen erkennt man, daß eine von den Pferden auf die Deichsel ausgeübte Zugkraft zunächst der vorderen Axe B nebst dem mit dieser fest verbundenen Tragschemel D mitgetheilt und von hier durch den Spannnagel E und den Langbaum cd auch auf die hintere Axe A sowie den Lenkschemel F und damit auf den Wagenkasten übertragen wird. So lange hierbei dieser Zug in die Richtung des Langbaumes cd fällt, also senkrecht zur Hinteraxe gerichtet ist, stehen beide Axen parallel und der Wagen rollt in gerader Linie fort. Wenn indessen auf die Deichsel am vorderen Ende ein seitlicher Druck ausgeübt wird, in Folge dessen die vordere Axe um den Spannnagel sich entsprechend dreht und gegen die feste Hinteraxe eine bestimmte Neigung annimmt, so muß bei einem gleichzeitigen Anziehen der Wagen in einer gekrümmten Bahn sich bewegen. Sei in Fig. 189 A die Hinteraxe, B der Spannnagel, also AB der Langbaum und BC die Deichsel, welche unter einem Winkel $\alpha = EBC$ gegen den Langbaum geneigt sein mag, so zerlegt sich eine in der Deichselrichtung auf den Langbaum übertragene Zugkraft $BD = Z$ in zwei Seitenkräfte $BE = Z \cos \alpha$ und $ED = Z \sin \alpha$. Die Kraft BE wird ein Fortrollen der Hinterräder a in der zur Axe A senkrechten Richtung AB veranlassen, während die Componente ED durch den Widerstand aufgehoben wird, welchen die Straße einer axialen Verschiebung der Räder a entgegensetzt. Die von der Deichsel auf die Vorderaxe ausgeübte Zugkraft veranlaßt ein Fortrollen der letzteren

in der Richtung der Deichsel BC. Man kann nun in dem betreffenden Augenblicke die Bewegung des Wagens als eine Drehung um das Momentancentrum ansehen, als welches sich der Durchschnittspunkt O der beiden Axenrichtungen ergiebt, welche letzteren bezw. senkrecht stehen auf den Bahnen der beiden Punkte A und B. Denkt man sich daher den Winkel $\alpha = EBD = AOB$ der Axen während der Bewegung des Wagens von gleichbleibender Größe, so bewegt sich jeder Punkt des Gefährts in einem Kreisbogen um den Mittelpunkt O. Der Abstand OA dieses Centrums von der Mitte der Hinteraxe ist gegeben durch die Beziehung

$$OA = r = \frac{l}{tang\,\alpha},$$

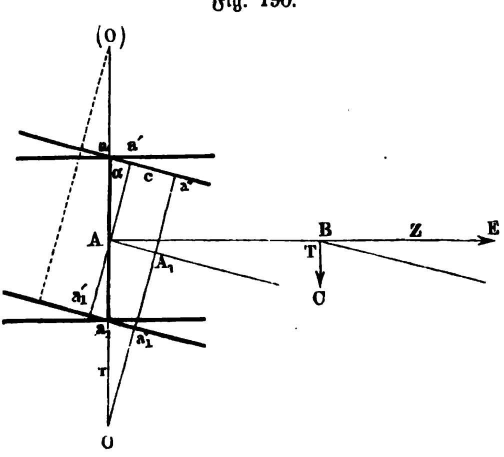
wenn $l = AB$ die Länge des Langbaumes bedeutet. Hieraus folgt, daß die Wendung des Wagens in um so schärferen Krümmungen geschehen kann, je kleiner der Abstand des Spannnagels von der Hinteraxe und je größer der Ausschlagswinkel α der Vorderaxe ist. Dieser Winkel ist durch die Construction des Wagens bedingt, indem die Vorderräder b nicht an den Langbaum AB anstoßen dürfen, und ist dieser Winkel um so größer, je kleiner der Durchmesser der Vorderräder ist. Hierin ist ein Grund zu erkennen, welcher veranlaßt, den Vorderrädern kleinere Durchmesser zu geben als den Hinterrädern, was indessen auch schon mit Rücksicht auf die Möglichkeit geboten ist, den Drehschemel anordnen zu können. Bei den Lastfuhrwerken ist dieser Winkel α meist nur klein, während man bei Luxuswagen, wie Equipagen, den Winkel durch geeignete Form des Kutschkastens, welche ein möglichst weites Herantreten bezw. Unterfahren der Vorderräder gestattet, den Drehungswinkel α thunlichst zu vergrößern sucht. Dieser Winkel wird jedoch wohl in keinem Falle den Werth von 90° erreichen, da hierzu der Langbaum so hoch liegen müßte, daß die Vorderräder ganz unter denselben treten könnten. Nur in diesem Falle, $\alpha = 90°$, würde das Momentancentrum O in die Mitte A der Hinteraxe fallen.

Fig. 189.



Bei den Karren kann in der That die Mitte der Axe A, Fig. 190, als Drehpunkt bei der Wendung fungiren, wie man sich leicht überzeugt. Denkt man sich an dem Ende B der Deichsel AB eines Karrens außer der Zugkraft $Z = BE$ einen seitlichen Druck $BC = T$ ausgeübt, so wird in Folge des Widerstandes, welchen die Fahrbahn einer axialen Verschiebung der Räder a und a_1 entgegensetzt, die Axe A in einer unendlich kleinen Zeit einer kleinen Drehung um ihren Mittelpunkt A im Betrage $a A a' = \alpha$ ausgesetzt, in Folge deren a nach a' und a_1 nach a_1' gelangt. Wenn nun durch die Zugkraft in demselben Zeittheil der Karren um die Größe $c = a' a'' = a_1' a_1''$ fortgerollt wird, so gelangt die Axe in die Lage $a'' a_1''$ und hat somit eine Drehung um das Momentancentrum O angenommen. Der Mittelpunkt A der Axe hat sich daher um einen Halbmesser

Fig. 190.



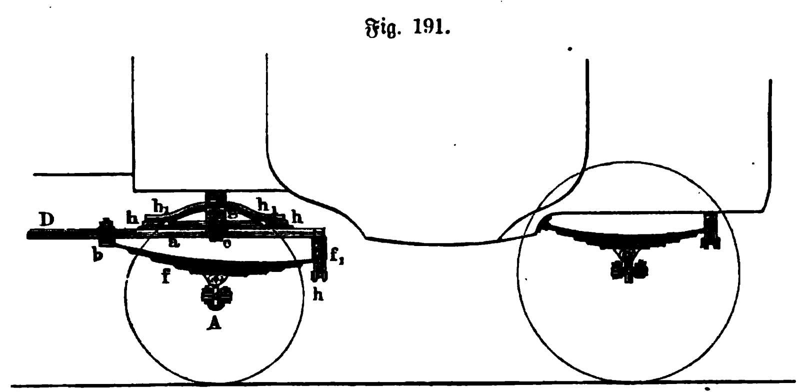
$$AO = r = \frac{c}{\alpha}$$

gedreht. Je geringer die Zugkraft BE und daher die Verschiebung c angenommen wird, desto kleiner fällt AO aus, und für $c = 0$ rückt das Momentancentrum O nach A, während bei einem negativen Werthe von c, d. h. wenn auf die Deichsel eine Schubkraft von E nach B ausgeübt wird, der Mittelpunkt der Drehung auf die andere Seite von A nach (O) rückt. Hieraus erklärt sich zur Genüge die größere Lenkbarkeit der Karren im Vergleiche mit derjenigen der Wagen.

Die constructive Anordnung der Luxuswagen ist von derjenigen der oben besprochenen Lastwagen dem Wesen nach nicht verschieden. Die Hauptunterschiede bestehen, abgesehen von der äußeren Form und größeren Eleganz der Wagenkasten, hauptsächlich darin, daß der Langbaum wegfällt, die Gestalt des Wagenkastens ein vollständiges Unterlaufen der Vorderräder unter den Wagenkasten gestattet, und daß die Last auf die Axen mit Hülfe von Federn übertragen wird, worüber weiter unten ein Näheres angeführt werden soll. Eigenthümlich bei diesen Wagen ist ferner der Drehschemel,

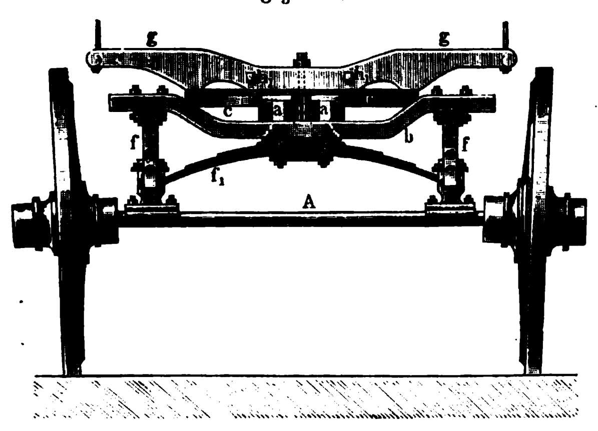
welcher einen mit dem Oberwagen fest verbundenen, zum Spannnagel concentrischen Ring oder Kranz zeigt, dessen untere, mit Eisen beschlagene Fläche auf den betreffenden Theilen des vorderen Tragschemels schleift. In den Figuren

Fig. 191.



191 bis 193 ist das Wesentliche eines solchen Vorderwagens dargestellt. Hier ist der eigentliche Tragschemel durch die beiden, die Deichsel D scheerenförmig aufnehmenden Hölzer a, das Querholz (Steifschwengel) b und den den

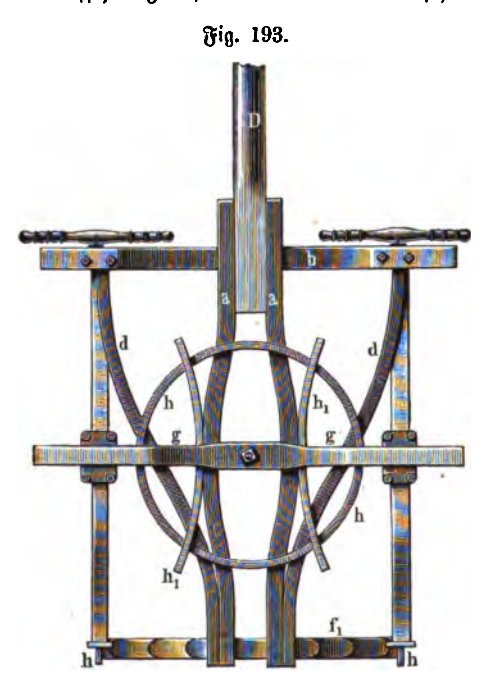
Fig. 192.



Spannnagel aufnehmenden Axstock c gebildet, welche Theile unter sich starr verbunden und durch zwei Streben d versteift sind. Dieses Gestell ist auf die Vorderaxe A mit Hülfe eines Federwerkes gehängt, welches aus den beiden Langfedern f und einer Querfeder f_1 besteht. Während die beiden Längsfedern f mit ihren Mitten sich auf die Axe A möglichst nahe den Rädern

stützen, ist die Querfeder f_1 in ihrem mittleren Theile mit den Scheerenarmen *a* fest verbunden und überträgt den Druck an ihren Enden durch die Federgehänge *h* auf die hinteren Enden der Längsfedern *f*. Die vorderen Enden dieser letzteren sind dagegen mit dem Traggestelle direct, nämlich mit dem Steifschwengel *b*, verbunden. Der Lenkschemel wird hierbei durch einen kräftigen, den Wagenkasten aufnehmenden Querträger *g*, den sogenannten Bockschemel gebildet, welcher den erwähnten Kranz *h* trägt, mit welchem er zur größeren Festigkeit durch zwei Bügel, die Zwieseln h_1 verbunden ist. Aus dem Vorstehenden ergiebt sich, wie der Langbaum hier fortfällt und der Spannnagel nicht durch die Vorderaxe, sondern nur durch den Axstock *c* und den Bockschemel *g* hindurchtritt. Bei einer Schwenkung des Vordergestells schleifen daher die dasselbe zusammensetzenden Arme *a* und Streben *d* an dem darauf ruhenden Kranze *h*, weshalb sie an den betreffenden Stellen zur Verminderung der Abnutzung gleichfalls mit Eisen beschlagen sind.

Fig. 193.



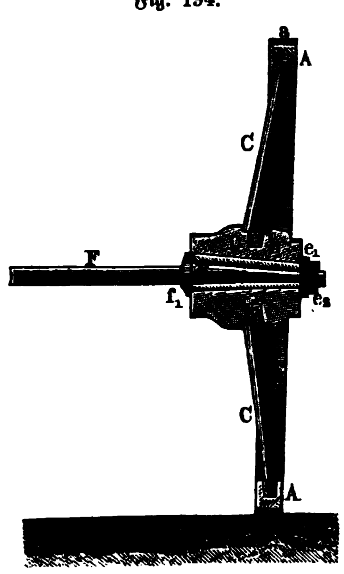
Die mannigfaltigen Constructionen der verschiedenen Luxuswagen zu besprechen liegt dem Zwecke des vorliegenden Werkes fern, und muß dieserhalb auf die betreffenden Werke über Wagenbau*) verwiesen werden.

§. 49. **Räder.** Den wesentlichsten Theil aller Karren und Wagen bilden die Räder mit ihren Axen. Jedes Rad besteht aus dem äußeren Theile oder dem Kranze *A*, Fig. 194, dem mittleren Theile oder der Nabe *B* und

*) Eine ausführliche Besprechung nebst Angabe einer reichen Literatur findet man in Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 3.

den beide Theile verbindenden Armen oder Speichen C. Der Kranz wird gewöhnlich aus einzelnen bogenförmig zugeschnittenen Holzstücken, Radfelgen, zusammengesetzt, welche durch einen warm aufgezogenen schmiedeeisernen Ring, den Radreifen a, zusammengehalten werden. In Amerika pflegt man auch wohl den Kranz aus einem einzigen Holzstücke zu bilden, welches nach vorhergegangenem Dämpfen diese Herstellung durch Biegen in einer entsprechenden Presse gestattet. Die Nabe besteht aus einem massiven Stück Eichen- oder Ulmenholz, in dessen centrale Höhlung eine gußeiserne Axbüchse D gesteckt ist, mit welcher das Rad auf dem Axzapfen oder Axschenkel lose drehbar sitzt. In rechteckige Löcher am Umfange der Nabe treten die Speichen C mit ihren Zapfen c ein, und durch vier schmiedeeiserne warm aufgezogene Nabenringe wird die Nabe vor dem Aufspalten gesichert. Die Axe F ist aus Schmiedeeisen, in der Mitte von rechteckigem Querschnitte, gemacht und trägt an jedem Ende neben einer aufgeschweißten Stoßscheibe f_1 einen cylindrischen oder wenig conischen Zapfen, den Axschenkel, auf welchem, wie erwähnt, das Rad sich lose dreht. Auf der Axe wird bei Lastwagen das Axholz oder der Tragschemel befestigt, während bei Luxuswagen die Axe unmittelbar neben den Stoßscheiben zu Ansätzen ausgeschmiedet ist, um die Tragfedern darauf befestigen zu können. Die Axen selbst sind in allen Fällen fest mit dem Wagengestelle verbunden, so daß sie an der Drehung keinen Theil haben.

Fig. 194.



Um die lose auf die Schenkel gesteckten Räder vor dem Ablaufen zu sichern, ist auf jeden Schenkel E eine Scheibe e_1 gesteckt, welche durch eine vorgeschraubte Mutter oder einen durchgesteckten Splinth e_2 gehalten wird. Damit durch die Reibung der Radnabe an dieser Mutter ein Losdrehen der letzteren nicht ermöglicht werde, giebt man der Schraube auf der einen Seite rechtes, auf der anderen Seite linkes Gewinde. Da hierdurch aber nur für das Vorwärtsfahren die gewünschte Sicherheit gegen Losdrehen der Muttern, nicht aber beim Rückwärtsfahren erreicht wird, so pflegt man noch andere Sicherheitsvorkehrungen anzuwenden, z. B. Vorsteckestifte, oder man setzt die Scheiben e_1 undrehbar auf vierkantige Ansätze der Axschenkel. Bei den Ax-

büchsen der Luxuswagen pflegt man auch wohl zwei Muttern hinter einander auf jeden Schenkel zu setzen, von welchen die eine mit rechtem, die andere mit linkem Gewinde versehen ist. Daß Axschenkel und Axbüchse möglichst glatt abgedreht sind, ist selbstverständlich, ebenso, daß man in der Axbüchse durch entsprechende Aussparungen oder Nuthen für eine gute Schmierung Sorge trägt. Bei Luxuswagen wird durch eine über das freie Ende der Büchse geschraubte Staubkapsel der Verunreinigung der Büchse vorgebeugt.

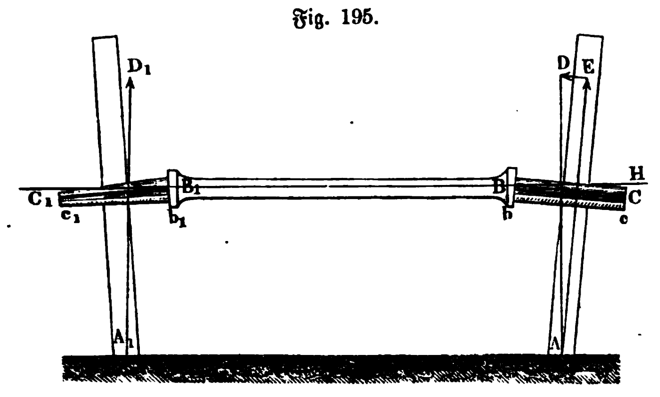
Wären die Fahrstraßen vollkommen ebene Flächen, so könnte man die Radebenen rechtwinkelig zu der Axe legen und die letztere selbst gerade und horizontal machen. Wegen der in allen Straßen vorkommenden Unebenheiten, wie Erhabenheiten, Vertiefungen 2c., ist man jedoch genöthigt, der Büchse auf dem Axschenkel etwas Spielraum zu geben, so daß die Räder sich um Weniges auf den Schenkeln verschieben können. In Folge dieser geringen Verschieblichkeit kann das Rad kleine Unebenheiten überwinden, ohne daß die Axe mit der auf ihr ruhenden Last in gleichem Maße steigen oder fallen müßte, wodurch die Zugkraft vergrößert werden würde. Um nun trotz dieser Beweglichkeit ein etwaiges Schiefstellen und Schwanken der Räder zu vermeiden, pflegt man die Axschenkel in geringem Maße nach abwärts zu neigen oder zu stürzen, so daß die Axen der Schenkel mit dem Horizonte einen Winkel α von wenigen Graden (etwa 2 bis 7^0) bilden. Wären die Straßen im Querschnitte nun horizontal, so würde man die Radkränze als Kegelmäntel zu construiren haben, deren Winkel an der Spitze gleich 2α wäre, doch pflegt man die Radreifen fast immer cylindrisch zu bilden, weil die Straßenprofile stets gewölbt sind. Auch müssen conische Räder nachtheilige Reibungen im Gefolge haben, insofern bei der Umdrehung eines solchen Rades die Geschwindigkeiten in verschiedenen Radumfängen verschieden groß sind.

Um den Einfluß der Schenkelstürzung zu erkennen, sei BC, Fig. 195, die Mittellinie eines cylindrischen Axschenkels, welcher um den Winkel $HBC = \alpha$ gestürzt sein soll. Ist A der Mittelpunkt der Berührungsfläche zwischen Radreifen und Fahrbahn und $DA = Q$ die auf das Rad A entfallende Belastung, so muß die Fahrbahn in A mit der gleichen und entgegengesetzten Reaction AD gegen das Rad wirken. Zerlegt man daher AD nach AE senkrecht zu der Stützfläche bc des Axschenkels und parallel dazu nach ED, so findet man in $ED = Q \sin \alpha$ diejenige Kraft S, mit welcher das Rad stetig nach innen, d. h. gegen die Stoßscheibe B gepreßt wird. Die gleiche Betrachtung gilt natürlich für alle Räder.

Ebenso erkennt man aus der Figur 195 leicht den Einfluß einer cylindrischen oder conischen Schenkelform. Sei nämlich $B_1 C_1$ ein conischer Schenkel, dessen halber Spitzenwinkel gleich dem Stürzungswinkel α ist, so fällt die Stützlinie $b_1 c_1$ zwischen Schenkel und Axbüchse horizontal aus, und die der Radbelastung entgegengesetzte Reaction $A_1 D_1$ der Fahrbahn hat nun-

mehr keine Componente nach der Richtung $c_1 b_1$, so daß dem Rade auch keine Tendenz mitgetheilt wird, sich gegen die Stoßscheibe B_1 anzulehnen. Wenn die Verjüngung des conischen Schenkels $B_1 C_1$ noch größer wäre, wenn also die Berührungslinie zwischen Schenkel und Axbüchse von b_1 nach c_1 anstiege, so

Fig. 195.



würde das Rad sogar durch den Druck der Straße gegen die Scheibe bei C_1 gepreßt werden, eine Construction, welche vermieden werden muß, da bei ihr keine Sicherheit gegen Ablaufen der Räder gewährt ist.

Aus den vorstehenden Bemerkungen geht hervor, daß man conische Axschenkel nur anwenden wird, wenn die Stürzung derselben hinreichend groß, d. h. mindestens gleich dem halben Spitzenwinkel der Schenkel ist. Da nun die Stürzung der Schenkel bei Luxuswagen nur gering gemacht zu werden braucht (1 bis 2°), indem bei denselben wegen der guten Straßen, auf denen sie gewöhnlich laufen, der Spielraum nur klein zu sein pflegt, so wendet man hierbei meist cylindrische Axschenkel an, wogegen man den Schenkeln der Lastfuhrwerke eine größere Stürzung (bis zu 7°) und conische Formen giebt. Als nebensächlichen Vortheil der Schenkelstürzung kann man bei Lastfuhrwerken noch die größere Breite anführen, welche dadurch für den Wagenkasten ermöglicht wird, während bei den Luxuswagen das bei schmutzigem Wege und schneller Fahrt eintretende Kothwerfen der Räder für die Fahrenden weniger unangenehm wird.

Die Stärke d der Axschenkel richtet sich natürlich nach der Belastung Q, welche auf ein Rad entfällt, und man hat dieselbe nach den Regeln für die Bruchfestigkeit durch die Formel:

$$Qa = \frac{\pi}{32} d^3 k$$

zu bestimmen, worin man k für Schmiedeeisen etwa zu 6 kg pro Quadratmillimeter und a gleich der halben Schenkellänge, also gleich $2d$ bis $2{,}5d$

zu setzen hat, da der Schenkel meist die vier- bis fünffache Stärke d zur Länge bekommt. Demgemäß bestimmt sich die Stärke an der Stoßscheibe zu:

$$d = \sqrt{\frac{32}{\pi}\,\frac{2,5}{6}\,Q} = 2,05\,\sqrt{Q} \text{ oder rund zu } d = 2\,\sqrt{Q}\,\text{mm}.$$

Bei Lastwagen variirt diese Stärke etwa zwischen 60 bis 80 mm, bei Luxuswagen zwischen 30 bis 60 mm.

Da die Räder der Fuhrwerke wegen der Unebenheit der Straßen mehr oder minder seitlichen Stoßwirkungen ausgesetzt sind, so giebt man den Speichen ebenfalls eine Stürzung, d. h. man ordnet dieselben nicht in einer Ebene, sondern in einer stumpfen Kegelfläche an, deren Spitze nach innen gekehrt ist. Hierdurch erreicht man zunächst eine dauerhaftere Verbindung der Arme mit der Nabe und dem Kranze, indem bei einem in der Richtung des Schenkels auf die Nabe senkrecht zur Ebene des Kranzes wirkenden Drucke die Speichen gewölbartig wirken. Hierbei widersteht jede Speiche durch ihre rückwirkende Festigkeit und der Kranz vermöge seiner absoluten Festigkeit, denn der letztere würde, um dem Drucke der Speichen nachzugeben, einen größeren Durchmesser annehmen müssen. Auch wird durch diese Stellung der Speichen der Druck der Straße auf die Axe besser in der Richtung der Speichen übertragen, denn wenn beispielsweise der Winkel φ, welchen die Speichen mit der Ebene des Radkranzes bilden, gleich dem Stürzungswinkel α des Axschenkels ist, so steht die unterste Speiche genau vertical, weshalb eine solche Anordnung zuweilen als Constructionsregel angegeben wird.

Die lineare Stürzung der Speichen, d. h. den Abstand der Kegelspitze von der Radebene, pflegt man im Allgemeinen zwischen $^1/_8$ und $^1/_{12}$ des Radhalbmessers anzunehmen, so daß der Winkel φ, unter welchem die Speichen gegen die Ebene des Radkranzes geneigt sind, bezw. zwischen $7^0\,10'$ und $4^0\,45'$ schwankt. Man kann übrigens bemerken, daß der Stürzungswinkel bei demselben Wagen von verschiedener Größe für die Vorder- und Hinterräder sein muß, damit die Spurweite, d. h. die lichte Entfernung der beiden Radreifen einer und derselben Axe im untersten Punkte für beide Axen gleich groß ist. Damit diese Bedingung erfüllt sei, muß, da die beiden Axen ebenfalls gleiche Länge haben, nach Fig. 196, unter r_1 und r_2 die Halbmesser der Räder, α_1 und α_2 die Stürzungswinkel der Axen und φ_1 und φ_2 die Stürzungswinkel der Speichen verstanden,

$$r_1\,(tang\,\alpha_1 - tang\,\varphi_1) = r_2\,(tang\,\alpha_2 - tang\,\varphi_2)$$

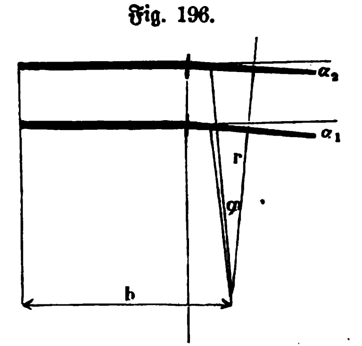
sein. Wenn man etwa $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ macht, so hat man:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{tang\,\alpha - tang\,\varphi_1}{tang\,\alpha - tang\,\varphi_2},$$

woraus bei einem gewissen Räderverhältniß $\frac{r_1}{r_2}$ der Stürzungswinkel φ_2 der Vorderräder sich bestimmt, wenn derjenige φ_1 der Hinterräder angenommen wird, oder umgekehrt. Wollte man beiden Räderpaaren gleiche Stürzungswinkel geben, so müßte die Stürzung der Axschenkel verschieden gemacht werden. Das Verhältniß der Halbmesser für die Vorder- und Hinterräder kann man durchschnittlich wie 3 zu 4 annehmen.

Die Spurweite ist in verschiedenen Ländern verschieden, und zum Theil durch gesetzliche Vorschriften normirt; so beträgt sie in Preußen gesetzlich 4′ 10″ = 1,515 m, während in England eine schmale Spurweite von 5′ 2″ engl. = 1,575 m für landwirthschaftliche Wagen und eine breite Spur von 5′ 10″ engl. = 1,788 m für Lastfuhrwerke üblich ist.

Fig. 196.



Der Durchmesser der Wagenräder schwankt je nach der Art des Fuhrwerks etwa zwischen 0,8 und 1,6 m. Auch über die Breite der Felgen sind in einzelnen Ländern Vorschriften gültig, welche diese Breite von der Belastung abhängig machen, da die Abnutzung der Straße durch das Eindrücken um so stärker ausfällt, je größer die Belastung und je geringer die Felgenbreite ist. Bei Lastfuhrwerken ist die Breite passend zu 0,10 bis 0,13 m anzunehmen, während Luxuswagen meist nur Radreifen von 40 bis 60 mm Breite erhalten. Die Form der Reifen ist gewöhnlich die cylindrische, nur selten werden die Kränze conisch gemacht, da hiermit, wie schon erwähnt, eine auf Abnutzung der Reifen sowohl wie der Straßen hinwirkende schädliche Reibung verbunden ist. Für Luxuswagen, die hauptsächlich auf Steinpflaster rollen, giebt man den Reifen auch wohl ein kreisbogenförmig gewölbtes Profil oder rundet die Kanten etwas ab.

Es kann bemerkt werden, daß man auch Wagenräder ganz aus Eisen gebildet hat, indem man die gußeiserne Nabe mit dem gleichfalls gußeisernen Kranze durch ein System schmiedeeiserner Speichen verbunden hat, welche letzteren dabei abwechselnd nach beiden Seiten gestürzt sind. In solcher Art hat man namentlich die Räder von Locomobilen construirt, bei welchen hölzerne Räder wegen der starken Hitze durch scharfes Zusammentrocknen leicht **bocklahm** werden. Für die eigentlichen Fuhrwerke aber haben diese eisernen Räder nur wenig Anwendung gefunden, da sie bei öfterem Gebrauche in der Verbindung leicht nachgeben, und ihre Reparatur schwierig ist. Häufiger kommen Räder mit gußeisernen Naben und hölzernen Speichen und Felgen vor.

Anmerkung. Die Größe der Reibung, welche conische Radkränze auf der Straße wegen der Verschiedenheit der Halbmesser der Radreifen hervorrufen, läßt sich wie folgt bestimmen. Ist $r = MC$, Fig. 197, der mittlere Halbmesser eines conischen Radkranzes, dessen Axenschenkel um den Winkel α gegen die Horizontale geneigt ist, so daß also α auch den halben Spitzenwinkel des Radkranzkegels bedeutet, so sind, unter b die Kranzbreite verstanden, die äußeren Halbmesser entsprechend durch

Fig. 197.

$$AD = r + \frac{b}{2} \sin\alpha$$

und

$$BF = r - \frac{b}{2} \sin\alpha$$

gegeben.

Bei einer Umdrehung des Rades und einem Fortrollen desselben um $2\pi r$ hat daher ein Voraneilen des größeren Umfanges AA gegen den mittleren M um

$$2\pi\left(r + \frac{b}{2}\sin\alpha\right) - 2\pi r = \pi b \sin\alpha$$

stattgefunden, und ebenso groß ist das Zurückbleiben des kleineren Umfanges BB gegen den mittleren. Man kann daher den mittleren Weg der hierdurch auf der Fahrbahn hervorgerufenen Reibung halb so groß gleich $\pi \frac{b}{2} \sin\alpha$ annehmen, so daß die Arbeit der Reibung für eine Umdrehung des Rades bei einer Belastung Q desselben durch

$$L = \varphi Q \pi \frac{b}{2} \sin\alpha$$

ausgedrückt ist, wenn φ den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen Radreifen und Fahrbahn bezeichnet. Hierzu gehört eine Kraft

$$P_0 = \frac{\varphi Q \pi \frac{b}{2} \sin\alpha}{2\pi r} = \frac{b \sin\alpha}{4r} \varphi Q,$$

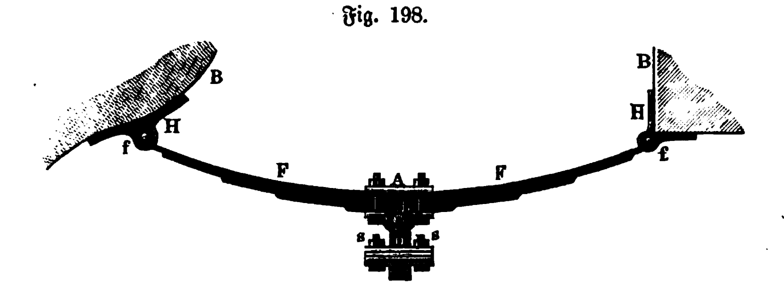
um welche die erforderliche Zugkraft in Folge der conischen Form der Radreifen vergrößert wird.

§. 50. **Federn.** Bei allen Luxusfahrzeugen befestigt man den eigentlichen Wagenkasten nicht direct auf den Axen, sondern durch Vermittelung elastischer Stahlfedern, um die durch die Unebenheiten der Straße unvermeidlich hervorgerufenen Stoßwirkungen für die Fahrenden möglichst zu mildern. Da mit der Anwendung von Federn auch eine Verminderung der Zugkraft verbunden ist, namentlich beim Fahren auf harten Schotterstraßen, so hat man mehr und mehr auch bei Lastfuhrwerken Federn angebracht, insbesondere bei allen solchen Fuhrwerken, welche zarte und zerbrechliche Waaren (Flaschen ꝛc.) zu transportiren haben.

Den Federn giebt man meistentheils die Form der Blattfedern, d. h. man bildet sie als elastische, in der Mitte bei A, Fig. 198, auf der Axe be-

festigte Balken F aus, auf deren Enden f die Last ruht. Diese Federn sind zur Erzielung möglichst großer Durchbiegung oder Federung aus dünnen, 6 bis 10 mm starken Stahllamellen als Körper gleichen Widerstandes gemacht, und ist hinsichtlich der Berechnung und Construction derselben in

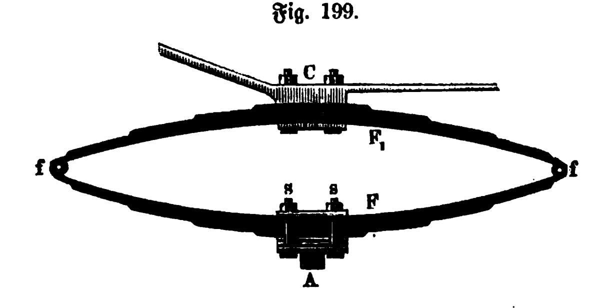
Fig. 198.



Thl. I, §. 286 u. f. das Nähere angegeben. Zur festen Verbindung der Federn mit der Axe ist die letztere zu jeder Seite dicht neben der Stoßscheibe mit je zwei angeschmiedeten Lappen versehen, durch welche die Befestigungsschrauben s für ein Unterstützungsstück u hindurchgehen, dessen Bolzen b der Feder eine gewisse Drehbarkeit gestattet. Bei der Anwendung solcher einfacher Druckfedern, zwei für jede Axe, stützt sich das Wagengestell vermittelst der am Wagenkasten oder Steifschwengel B angebrachten Stützen H auf die Federenden f. Diese Anordnung einfacher Druckfedern giebt aber in der Regel nicht genügendes Spiel; und daher pflegt man meist durch Vereinigung mehrerer Federn ein zusammengesetztes Federwerk für jede Axe zu bilden.

Für die Vorderaxe bedient man sich dabei sehr häufig zweier Doppelfedern FF_1, Fig. 199, deren Enden f durch Bolzen gelenkig mit einander verbunden sind.

Fig. 199.

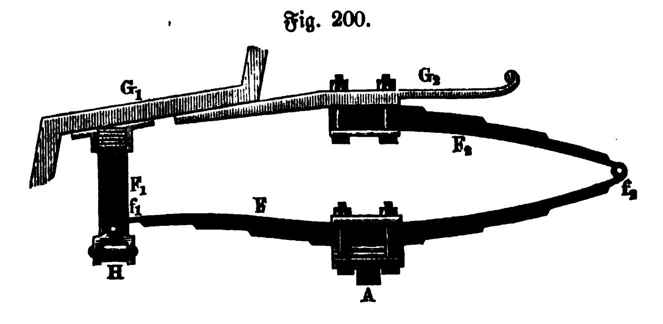


Während die untere Feder F durch die Schrauben s auf der Axe A befestigt ist, wird die obere Feder F_1 in der Mitte durch das Ende

des Axstockes C gedrückt, welcher zur Aufnahme des Spannnagels dient. Durch diese Anordnung doppelter, von ihrer Form wohl sogenannter Elliptikfedern erlangt man eine Verdoppelung der Durchbiegung oder des Federspiels. Jede einzelne Feder F und F_1 ist selbstverständlich so stark zu machen, daß sie der in ihrer Mitte wirkenden Belastung des Rades widerstehen kann, und hat man, wie in Thl. I, §. 288 angegeben wurde, der Feder solche Stärkenabmessungen zu geben, daß die höchstens zulässige Faserspannung durch die ruhende Belastung noch nicht, sondern erst dann erreicht wird, wenn durch einen Stoß die Feder einer weiteren Durchbiegung unterworfen wird.

Anstatt der hier angegebenen Anordnung des Federwerks pflegt man, insbesondere für die Hinteraxe von Personenfuhrwerken, häufig die in Fig. 200

Fig. 200.

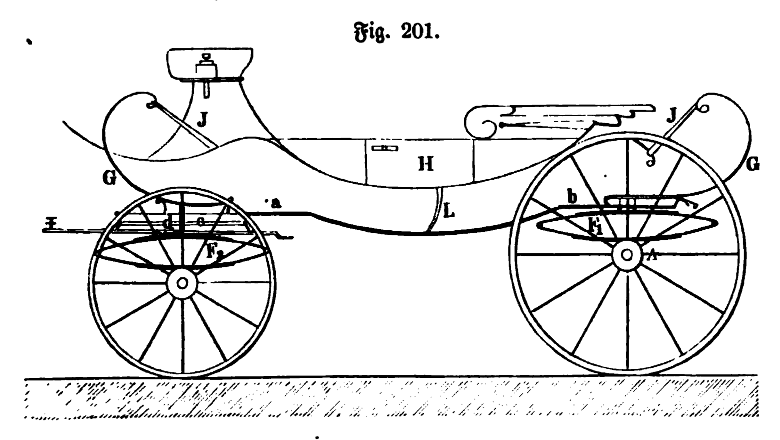


dargestellte Form zu wählen. Auch hier ist auf der Axe A dicht neben jeder Stoßscheibe eine einfache Druckfeder F befestigt, und zwischen die vorderen Enden f_1 dieser Federn eine Querfeder F_1 geschaltet, welche in ihrer Mitte mit dem Wagenkasten bei G_1 fest verbunden ist, während ihre Enden mit Gehängen H an den vorderen Enden f_1 der beiderseitigen Langfedern F hängen. Die hinteren Enden f_2 der letzteren stehen dagegen mit den halben oder einarmigen Blattfedern F_2 in Verbindung, welche an den nach hinten vom Wagenkasten herausragenden Federarmen G_2 befestigt sind. Das Federwerk besteht daher hier aus fünf Blattfedern, und zwar zwei ganzen (F) und zwei halben (F_2) Langfedern und einer (F_1) Querfeder, und die Unterstützung des Wagenkastens geschieht dabei in drei Punkten, bei G_1, in der Mittelebene und zu jeder Seite bei G_2.

Schließlich möge noch der nach ihrer Form sogenannten C-Federn gedacht werden, welche man bei den elegantesten Staatscarrossen anzuwenden pflegt, derartig, daß man den Wagenkasten nicht direct mit den Axen verbindet, sondern vermittelst lederner Tragriemen an vier Federarme hängt, welche ihrerseits erst durch Druckfedern mit den Axen verbunden sind. Fig. 201 zeigt diese Anordnung. Hier erkennt man zunächst das Vorhandensein eines

besonderen Langbaumes ab, welcher mit dem Lenkschemel c direct und mit der Hinteraxe A durch die Tragfedern F_1 verbunden ist, während der den Lenkschemel unterstützende Tragschemel d mittelst der Federn F_2 auf der Vorderaxe ruht. Der Langbaum ab trägt die C-förmig gebogenen Blattfedern G,

Fig. 201.



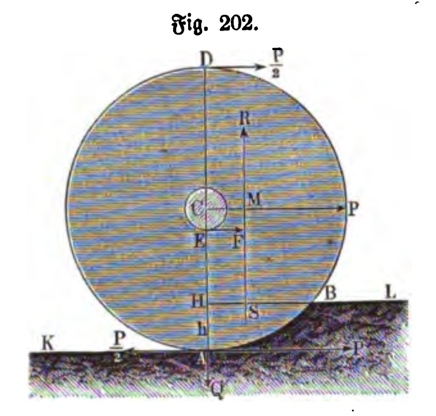
an denen der Wagenkasten H mit Hülfe der Hängeriemen J aufgehängt ist. Ein mit dem Langbaume verbundener Stoßriemen L verhindert dabei das Anschlagen des Wagenkastens gegen die Räder bei einem wegen der langen Hängeriemen möglichen seitlichen Schwanken. Solche C-Federn machen die Stöße für die Fahrenden fast unmerklich, vergrößern aber wegen der Längenschwingungen, welche sie dem Wagenkasten gestatten, die Zugkraft erheblich, so daß sie mit einer wesentlichen Ermüdung der Zugthiere verbunden sind, weshalb man auch selbst bei sehr eleganten Fuhrwerken statt dieser Anordnung meist die in Fig. 199 und 200 angegebene Construction zur Anwendung bringt.

§. 51. **Widerstand der Fahrbahn.** Die Kraft P zur Bewegung eines Wagens läßt sich genau so ermitteln, wie die Umdrehungskraft einer Radwelle. Dieselbe hat ihren Angriffspunkt in der Axe C eines Rades ABD, Fig. 202 (a. f. S.), und läßt sich ersetzen durch eine am Fußpunkte A des Rades angreifende Kraft P und durch ein am Radumfange wirkendes Kräftepaar $\left(-\frac{P}{2}, \frac{P}{2}\right)$. Während nun die erstere Kraft $AP = P$ vom Widerstande der Fahrbahn aufgenommen wird, bringt das Kräftepaar die Umdrehung des Rades um seine Axe C hervor. Bezeichnet man den Radhalbmesser CA durch r, so hat man das Moment dieses Kräftepaares $\frac{P}{2} 2r = Pr$, und setzt man dieses der Summe der Momente der Wider-

stände gleich, welche der Umdrehung des Rades um C entgegenwirken, so erhält man dadurch eine Formel zur Bestimmung der Zugkraft P.

Die Widerstände, welche bei Umdrehung der Wagenräder um ihre Axen zu überwinden sind, bestehen nur zum kleineren Theile in der Axenreibung, vorzüglich aber in dem Hindernisse, welches die Fahrbahn darbietet.

Fig. 202.



Ist Q die Belastung der Radaxe, φ der Coefficient der Axenreibung und ϱ der Zapfenhalbmesser, so ist bekanntlich das Moment der Axenreibung $\varphi Q \varrho$, und folglich die auf den Radumfang reducirte Axenreibung $\varphi \frac{\varrho}{r} Q$.

Das Hinderniß, welches die Fahrbahn der Umdrehung des Rades unmittelbar entgegensetzt, erwächst aus der wälzenden Reibung, ferner aus der Weichheit des Bodens und endlich aus dem Anstoßen des Rades an Steine oder an andere hervorragende Theile der Straße. Die wälzende Reibung in dem in Thl. I genommenen Sinne setzt eine glatte Fahrbahn voraus und ist so klein, daß sie in Ansehung der anderen Hindernisse außer Acht bleiben kann.

Rollt das belastete Wagenrad über weichem Boden hin, so drückt es eine Furche oder ein sogenanntes Geleis in denselben oder vergrößert, wenn dasselbe bereits vorhanden war, dessen Tiefe, wobei natürlich eine gewisse mechanische Arbeit zu verrichten ist. Setzt man voraus, daß das eingedrückte Erdvolumen dem Drucke proportional sei, so läßt sich dieser Arbeitsverlust wie folgt beurtheilen. Das Rad ABD drücke ein Geleise von der Tiefe $AH = h$ ein, und ruhe mit dem Bogen AB auf der bei seinem weiteren Fortrollen einzudrückenden Erdmasse ABL, während das Geleise AK auf der hinteren Seite des Rades bereits eingedrückt ist. Wird die Horizontalprojection BH des Bogens AB mit l und die Geleisbreite mit b bezeichnet, so kann man das Volumen V des eingedrückten Erdkörpers

$$ABH = {}^2/_3\, b h l$$

setzen. Wenn nun aber der Widerstand R, welchen der Fußboden dem Einsinken des Rades entgegensetzt, diesem Volumen proportional ist, so kann man

$$R = \mu V = {}^2/_3\, \mu b h l$$

annehmen, wofern μ eine Erfahrungszahl bezeichnet, welche von der Beschaffenheit des Fußbodens abhängt. In der Regel ist die Geleistiefe h nur klein gegen den Radhalbmesser r, weshalb einfach $h = \frac{l^2}{2r}$ und daher

$$R = \frac{1}{3} \frac{\mu b l^3}{r} \text{ oder } l = \sqrt[3]{\frac{3 R r}{\mu b}}$$

gesetzt werden kann.

Der Widerstand R ist ein Inbegriff von lauter parallelen Kräften und hat daher seinen Angriffspunkt in dem Schwerpunkte S des ihm proportionalen Volumens $V = ABH$. Der Abstand dieses Schwerpunktes von dem verticalen Durchmesser AD oder der Hebelarm der Kraft R in Beziehung auf die Umdrehungsaxe C ist

$$CM = \frac{3}{8} HB = \frac{3}{8} l$$

zu setzen, folglich hat man das Moment, mit welchem R der Umdrehung des Rades entgegenwirkt:

$$R . CM = R \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 R r}{\mu b}} = \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 R^4 r}{\mu b}}.$$

Da sich der Widerstand R mit dem Gewichte Q des belasteten Rades ins Gleichgewicht setzt, so haben wir auch $R = Q$ und folglich das ganze Widerstandsmoment:

$$Pr = \varphi Q \varrho + \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 Q^4 r}{\mu b}},$$

und die entsprechende Zugkraft an der Radaxe:

$$P = \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \frac{3}{8r} \sqrt[3]{\frac{3 Q^4 r}{\mu b}}$$

$$= \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3 Q^4}{\mu b r^2}} = \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \psi \sqrt[3]{\frac{Q^4}{b r^2}}$$

$$= \left(\varphi \varrho + \psi \sqrt[3]{\frac{Qr}{b}}\right) \frac{Q}{r},$$

insofern ψ den Coefficienten $\frac{3}{8} \sqrt[3]{\frac{3}{\mu}}$ bezeichnet.

Während also der eine Theil der Zugkraft P einfach wie die Last Q und wie das Verhältniß $\frac{\varrho}{r}$ des Axenhalbmessers zum Radhalbmesser wächst, nimmt der andere Theil im Verhältniß von $Q^{4/3}$ zu und wächst umgekehrt

wie die Cubikwurzel aus der Rad- oder Geleisbreite b und aus dem Quadrate des Radhalbmessers r. Es ist also vortheilhaft, hohe und breitfelgige Räder anzuwenden, und dieselbe Last auf mehrere Räder zu vertheilen.

In anderer Weise ist der Widerstand zu beurtheilen, welchen größere Unebenheiten oder Hervorragungen des Weges, z. B. unverrückbare Steine, dem Fortrollen der Wagen entgegensetzen. Es tritt dann bei jedem Anstoßen an ein solches Hinderniß eine plötzliche Richtungsveränderung ein, womit bekanntlich jedesmal ein Verlust an lebendiger Kraft verbunden ist, zumal wenn das Wagengestelle fest auf der Radaxe sitzt, und folglich der Stoß ein fast unelastischer ist. Der diesem Bewegungshindernisse entsprechende Kraftverlust berechnet sich wie folgt. Das Wagenrad ABD, Fig. 203, welches auf dem Wege LA fortrollt, stoße bei B an eine Hervorragung BK von der Höhe $AH = h$ und sei durch Drehung um B auf dieselbe hinaufzubringen, wobei seine Axe C den Kreisbogen CE beschreibt. Die Geschwindigkeit v der mit der Axe fest verbundenen Last Q

Fig. 203.

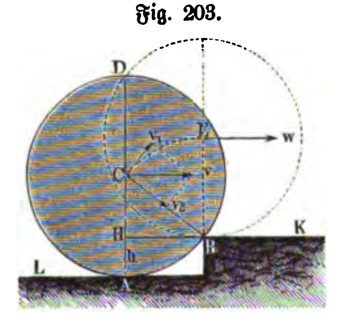
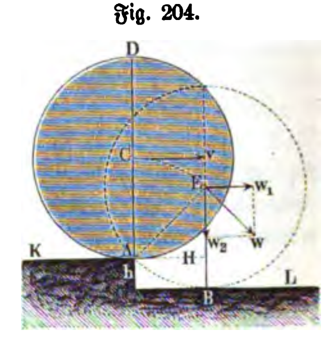


Fig. 204.



zerlegt sich bei dem Anstoße in die Seitengeschwindigkeiten $v_1 = v \cos \alpha$ und $v_2 = v \sin \alpha$, unter α den Winkel ACB verstanden. Hiervon geht diejenige v_2, welche die Richtung CB hat, durch den Stoß gänzlich verloren, sofern den sich stoßenden Körpern alle Elasticität mangelt.

Ist nun w die Geschwindigkeit Ew, welche die Last Q nach Durchlaufung des Weges CE oder nach Ersteigung des Hindernisses BK erreicht hat, so kann man den durch Ueberwindung dieses Hindernisses herbeigeführten Arbeitsverlust setzen:

$$L_1 = Qh + Q\frac{w^2}{2g} - \frac{Qv_1^2}{2g} = Q\left(h + \frac{w^2 - v_1^2}{2g}\right).$$

Nun ist aber $v_1 = v \cos \alpha$ und $w = v$ zu setzen, wenn der Wagen mit Beharrung fortrollen soll; daher hat man:

$$L_1 = Q\left(h + (1 - \cos^2\alpha)\frac{v^2}{2g}\right) = Q\left(h + \frac{v^2 \sin^2 \alpha}{2g}\right).$$

Noch hat man:

$$\cos \alpha = \frac{CH}{CB} = \frac{r-h}{r} = 1 - \frac{h}{r},$$

also:

$$\cos \alpha^2 = 1 - \frac{2h}{r} + \frac{h^2}{r^2},$$

oder annähernd

$$1 - \frac{2h}{r};$$

daher ist einfacher:

$$L_1 = Q\left(h + \frac{2h}{r}\frac{v^2}{2g}\right) = Qh\left(1 + \frac{v^2}{gr}\right)$$

zu setzen.

Rollt das Wagenrad AD, Fig. 204, von einer Erhöhung AK herab, so wird zwar einerseits durch das Niedersinken von der Höhe $BH = h$ an Arbeitsvermögen gewonnen, dagegen auch durch das Auffallen auf die Bahn BL wieder verloren. Hierbei geht die Geschwindigkeit w plötzlich in $w_1 = w \cos w E w_1$ über, während die Geschwindigkeit $w_2 = w \sin w E w_1$ rechtwinkelig gegen die Bahn BL verloren wird. Bezeichnet man wieder den Winkel $CAE = AEB$, um welchen sich die Wagenaxe während des Niedersinkens um die Ecke A des Hindernisses dreht, mit α, so folgt $w_2 = w_1 \tang \alpha$. Die gewonnene Arbeit am Ende des Aufschlagens auf B ist hier:

$$L_2 = Qh - \left(\frac{Qw^2}{2g} - \frac{Qv^2}{2g}\right),$$

oder, da der Beharrung wegen $w_1 = v$ sein muß und $w^2 = w_1^2 + w_2^2$ ist:

$$L_2 = Q\left(h - \frac{w_2^2}{2g}\right) = Q\left(h - \frac{w_1^2 \tang^2 \alpha}{2g}\right).$$

Ist die Höhe des Hindernisses, und also auch α klein, so kann man wieder $\tang \alpha^2 = \sin \alpha^2 = \frac{2h}{r}$ setzen, und es folgt nun:

$$L_2 = Qh\left(1 - \frac{v^2}{gr}\right).$$

Zieht man endlich diesen Arbeitsgewinn (L_2) von dem ersteren Arbeitsverlust (L_1) beim Aufsteigen des Rades ab, so folgt der Arbeitsverlust, welchen das Uebersteigen des Hindernisses im Ganzen veranlaßt:

$$L = Qh\left(1 + \frac{v^2}{gr}\right) - Qh\left(1 - \frac{v^2}{gr}\right) = 2Qh\frac{v^2}{gr} = 4Q\frac{h}{r}\frac{v^2}{2g}.$$

Ist e die Entfernung von einem solchen harten Hinderniß bis zum anderen, so hat man die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft:

$$P = \frac{L}{e} = 4\,Q\,\frac{h}{er}\,\frac{v^2}{2g}.$$

Es wächst also der Kraftverlust, welchen das Anstoßen eines Wagens an harte Steine verursacht, direct wie die Last, wie die Höhe des Hindernisses und wie die Geschwindigkeitshöhe, dagegen aber umgekehrt wie der Radhalbmesser und wie die Entfernung der Steine von einander.

Der im Vorstehenden gefundene Arbeitsverlust beim Anstoßen an Steine wird vermindert, wenn der Wagenkasten mittelst Stahlfedern mit den Radaxen verbunden ist. In diesem Falle wird die Stoßkraft auf die Biegung der Federn verwendet und daher ganz oder zum Theil wieder gewonnen, wenn sich die letzteren wieder ausbiegen. In Folge dieser Ein- und Ausbiegung der Federn beschreibt dann auch der Schwerpunkt des belasteten Wagenkastens bei der Bewegung des Wagens auf gepflastertem Wege eine gestreckte Schlangenlinie, während er ohne Anwendung von Federn ein Zickzack mit plötzlichen Richtungsänderungen durchläuft. Bewegt sich der Wagen auf einer Schlangenlinie, deren concave Theile weniger gekrümmt sind, als die Wagenräder, so findet gar kein Anstoß statt, und es fällt daher auch der zuletzt gefundene Arbeitsverlust ganz aus.

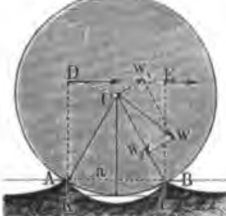
Beispiel. Wenn ein Wagen ohne Federn mit einer Geschwindigkeit von 3 m auf einem unebenen Wege fortrollt und dabei in Abständen von je 0,3 m an Erhöhungen von 3 mm Höhe anstößt, so ist bei der Radhöhe von 1,5 m der daraus erwachsende Verlust an Zugkraft:

$$P = 4\,\frac{Q h}{er}\,\frac{v^2}{2g} = 4\,\frac{0{,}003}{0{,}3\,.\,0{,}75}\,\frac{9}{2\,.\,9{,}81}\,Q = 0{,}025\,Q,$$

oder $2\frac{1}{2}$ Procent der Last. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1 m wäre diese Kraft nur $\left(\frac{1}{3}\right)^2 . 0{,}025\,Q = 0{,}0028\,Q$.

Anmerkung. Wenn das Rad ACB, Fig. 205, auf einem Steinpflaster $AKLB$ fortrollt, dessen Höhlungen es nicht ausfüllt, so ist der Geschwindigkeitsverlust w_2 beim Anstoßen an den Stein B noch größer, da dann die plötzliche Richtungsänderung

Fig. 205.



$$w\,C\,w_1 = A\,C\,B = 2\,C\,A\,D = 2\,C\,B\,E = 2\,\alpha$$

eintritt. Deshalb hat man denn auch hier den entsprechenden Arbeitsverlust

$$L = Q\,\frac{w_2^2}{2g} = Q\,\frac{w\,sin^2 2\,\alpha}{2g},$$

oder wenn man $w = v$ setzt:

$$L = Q \frac{v^2}{2g} \sin^2 2\alpha,$$

annähernd:

$$L = 4\, Q \frac{v^2}{2g} \frac{2h}{r}.$$

Bezeichnet man noch die Weite AB des hohlen Raumes zwischen je zwei Steinen durch a, so hat man der Kreisgleichung zufolge die Pfeilhöhe $BL = AK$ des Bogens:

$$h = \frac{a^2}{8r},$$

folglich:

$$L = Q \frac{a^2}{r^2} \frac{v^2}{2g},$$

und die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft, wenn e die Entfernung je zweier Steine von einander ist:

$$P = Q \frac{a^2}{r^2 e} \frac{v^2}{2g}.$$

Widerstände der Wagen. Aus den im vorhergehenden Paragraphen §. 52. gefundenen Werthen für die Widerstände eines belasteten Rades oder Räderpaares bestimmt sich nunmehr die Zugkraft für Wagen auf ebenen Fahrstraßen. Es sei A die von dem Gewichte W des Wagengestelles (incl. der Axen, aber ohne die Räder) und von der Last Q herrührende Belastung der vorderen Axe A, deren Schenkel den Halbmesser ϱ_1 und deren Räder denjenigen r_1 haben mögen. Ebenso soll B die Belastung der hinteren Axe bezeichnen, und unter ϱ_2 und r_2 sollen die Halbmesser von deren Schenkeln bezw. Rädern verstanden werden. Man hat dann zunächst den zur Ueberwindung der Zapfenreibung erforderlichen Theil der Zugkraft

$$P_1 = \varphi \left(\frac{\varrho_1}{r_1} A + \frac{\varrho_2}{r_2} B\right).$$

Sei ferner mit R_1 der Druck des vorderen und mit R_2 derjenige des hinteren Räderpaares auf die Fahrbahn bezeichnet, für welche man hat

$$R_1 = A + w_1 \quad \text{und} \quad R_2 = B + w_2,$$

wenn w_1 und w_2 die Eigengewichte des vorderen resp. hinteren Räderpaares (ohne Axen) bedeuten, so ist derjenige Theil der Zugkraft, welcher zur Ueberwindung des Widerstandes an der Fahrbahn erforderlich ist, gegeben durch

$$P_2 = \psi \left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2^2}}\right).$$

Hiernach ist die gesammte Zugkraft, wenn zunächst von Stoßwirkungen durch etwaige Hervorragungen der Fahrbahn abgesehen wird, gefunden zu

$$P = P_1 + P_2 = \varphi\left(\frac{\varrho_1}{r_1} A + \frac{\varrho_2}{r_2} B\right) + \psi\left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2^2}}\right);$$

In diesem Ausdrucke, welcher für eine ebene und horizontale Straße gilt, bestimmen sich die Belastungen A und B der Axen nach den Gesetzen des Hebels zufolge der Fig 206, in welcher S den Schwerpunkt des beladenen Wagengestelles bedeutet, einfach durch

$$A = \frac{e_2}{e}(Q + W) \text{ und } B = \frac{e_1}{e}(Q + W),$$

Fig. 206.

Fig. 207.

und man hat, wie schon bemerkt, die Druckkräfte gegen die Fahrbahn

$$R_1 = A + w_1 \text{ und } R_2 = B + w_2.$$

In den meisten Fällen wird man wegen der Kleinheit von w_1 und w_2 gegen $Q + W$ für A und B die Werthe R_1 und R_2 setzen können, so daß man obigen Ausdruck auch schreiben kann

$$P = \frac{R_1}{r_1}\left(\varphi \varrho_1 + \psi \sqrt[3]{\frac{R_1 r_1}{b}}\right) + \frac{R_2}{r_2}\left(\varphi \varrho_2 + \psi \sqrt[3]{\frac{R_2 r_2}{b}}\right).$$

Wenn dagegen die Straße unter dem Winkel α gegen den Horizont ansteigt, so ist nach §. 46 noch die Kraft

$$(Q + W + w_1 + w_2 + G) \sin \alpha$$

hinzuzufügen, unter G das Gewicht des Motors verstanden. Außerdem wird bei einer solchen Neigung der Straße auch noch die Lage des Schwerpunktes S gegen die Axen, und somit das Verhältniß der Axendrucke A und B verändert. Bei einer unter dem Winkel α ansteigenden Straße, Fig. 207, sind nämlich die Horizontalabstände der Kräfte A, B und $Q + W$ gegeben durch

$$e_1' = SH = e_1 \cos\alpha + a \sin\alpha,$$
$$e_2' = SG = e_2 \cos\alpha - a \sin\alpha$$

und

$$e' = GH = e \cos\alpha,$$

wenn a die Höhe des Schwerpunktes über den Axen bedeutet.

Folglich hat man bei steigender Straße

$$A' = \frac{e_2'}{e'}(Q + W) = \frac{e_2 - a\,tang\,\alpha}{e}(Q + W)$$

und

$$B' = \frac{e_1'}{e'}(Q + W) = \frac{e_1 + a\,tang\,\alpha}{e}(Q + W).$$

Durch die Ansteigung wird daher die hintere Axe um eine gewisse Größe mehr belastet und die vordere um denselben Betrag entlastet, während bei abfallender Fahrbahn das Umgekehrte stattfindet, indem dann auf die Vorderaxe der Druck

$$A'' = \frac{e_2 + a\,tang\,\alpha}{e}(Q + W)$$

und auf die hintere derjenige

$$B'' = \frac{e_1 - a\,tang\,\alpha}{e}(Q + W)$$

entfällt.

Diese Werthe hat man für A und B in die oben gefundene Formel für P einzusetzen, je nachdem die Straße steigt oder fällt, und man erhält daher im ersteren Falle die Zugkraft

$$P' = \varphi\left(\frac{\varrho_1}{r_1}A' + \frac{\varrho_2}{r_2}B'\right) + \psi\left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2}}\right)$$
$$+ (Q + W + w_1 + w_2 + G)\sin\alpha,$$

und beim Abwärtsfahren

$$P'' = \varphi\left(\frac{\varrho_1}{r_1}A'' + \frac{\varrho_2}{r_2}B''\right) + \psi\left(\sqrt[3]{\frac{R_1^4}{b r_1^2}} + \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{b r_2}}\right)$$
$$- (Q + W + w_1 + w_2 + G)\sin\alpha.$$

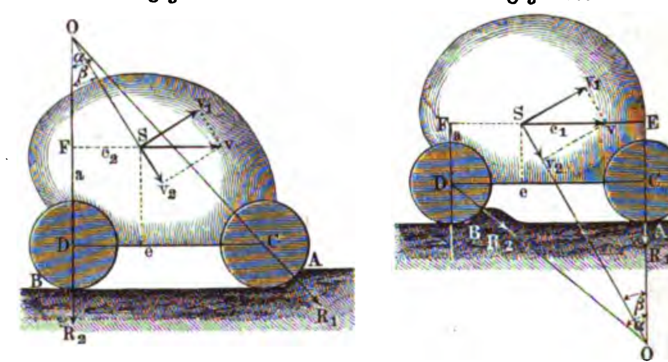
Wenn im letzteren Falle der Werth von P'' negativ wird, so deutet dies auf die Nothwendigkeit des Bremsens hin.

Die Kraftverluste, welche das Anstoßen vierrädriger Wagen an Steine oder andere harte Körper veranlaßt, sind mit Zugrundelegung des §. 51 wie folgt zu beurtheilen.

In dem Augenblicke, in welchem das eine Räderpaar an ein hartes Hinderniß anstößt, nimmt der ganze Wagenkasten eine drehende Bewegung an, für welche das Momentancentrum O, Fig. 208 und Fig. 209 (a. f. S.), in dem Durchschnitte der Perpendikel zu den Bewegungsrichtungen der beiden Radaxen C und D liegt. Stößt das vordere Räderpaar an ein Hinderniß A,

Fig. 208, so liegt dieser Drehungspunkt über den Radaxen; trifft hingegen das hintere Räderpaar an eine Hervorragung B, Fig. 209, so befindet sich

Fig. 208. Fig. 209.



dieser Punkt unter den Radaxen. Ist wieder α der Winkel DOC, um welchen die Stoßrichtung von der Verticalen abweicht, so ist der senkrechte Abstand des Pols O von der Linie CD durch die Radaxen

$$DO = CD \, cotg \, \alpha = e \, cotg \, \alpha \text{ (Fig. 208) gegeben.}$$

Sind nun die Coordinaten des Schwerpunktes S wieder $DF = a$ und $FS = e_2$, so hat man für den Winkel β, welchen die Linie OS mit der Verticalen einschließt:

$$tang \, \beta = \frac{FS}{FO} = \frac{e_2}{e \, cotg \, \alpha - a},$$

und hiernach die durch den Stoß verlorene Geschwindigkeit:

$$v_2 = v \sin \beta = \frac{v \, e_2}{\sqrt{e_2^2 + (e \, cotg \, \alpha - a)^2}}.$$

Für den Fall in Fig. 209 ist, wenn man statt $FS = e_2$, $ES = e_1$ einführt:

$$tang \, \beta = \frac{e_1}{e \, cotg \, \alpha + a}$$

und daher:

$$v_2 = v \sin \beta = \frac{v \, e_1}{\sqrt{e_1^2 + (e \, cotg \, \alpha + a)^2}}.$$

Es hängen also die Geschwindigkeitsverluste nicht allein von den Horizontalabständen e_1 und e_2, sondern auch von dem Verticalabstande a des Schwerpunktes S von den Radaxen C und D ab.

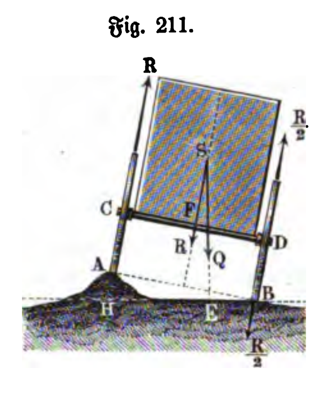
Auf ähnliche Weise läßt sich auch der Geschwindigkeitsverlust finden, wenn das eine Räderpaar, z. B. C in Fig. 210, von einem Hindernisse A herabrollt. Es ist hier die verlorene Geschwindigkeit:

$$w_2 = w \sin DOS = w \sin \beta = \frac{w e_2}{\sqrt{e_2^2 + (e \operatorname{cotg} \alpha + a)^2}}.$$

Während bei den in Fig. 208 und Fig. 209 abgebildeten Fällen die Stoßkräfte R_1, R_2 einen Winkel COD zwischen sich einschließen, laufen in diesem Falle die Richtungen dieser Kräfte unter sich parallel.

Fig. 210.

Fig. 211.



Stoßen beide Räderpaare zugleich an gleich hohe Hindernisse, so ist $\beta = \alpha$ und daher $v_2 = v \sin \alpha$, wie in dem Falle, wenn die trägen Massen an der Radaxe festsitzen. Das Verhältniß ist aber viel verwickelter, wenn, wie meist, nur ein Rad AC, Fig. 211, an ein hartes Hinderniß stößt. Ist d die Länge CD der Radaxe oder der Abstand der beiden Räder einer Axe von einander und h die Höhe AH des Hindernisses, so hat man für den Neigungswinkel $ABH = \delta$ der Radaxe gegen den Horizont:

$$\sin \delta = \frac{h}{d}.$$

Liegt der Schwerpunkt der Last Q um die Höhe $FS = a$ über der Radaxe, so hat man den Hebelarm dieser Last in Hinsicht auf den Fußpunkt des nicht gehobenen Rades:

$$BE = x = \frac{d}{2} \cos \delta - (r + a) \sin \delta.$$

Es nähert sich dieser Arm, und also auch die Stabilität des Wagens bei gleicher Axenneigung δ um so mehr der Null, je höher die Räder sind, je höher der Schwerpunkt der Ladung liegt und je kürzer die Axenlänge d ist. Die letzten beiden Ausdrücke finden jedoch nur dann eine unmittelbare Anwendung, wenn beide Räder auf einer und derselben Seite des Wagens an ein gleich hohes Hinderniß zugleich stoßen, so daß beide Axen dieselbe Nei-

gung $\delta = arc\ sin\ \frac{h}{d}$ annehmen. Ist aber nur die eine Radaxe geneigt, so hat man in dem Ausdrucke

$$x = \frac{d}{2} \cos\delta - (r + a) \sin\delta$$

für δ den Winkel einzuführen, welcher durch $\sin\delta = 1/_2 \frac{h}{d}$ gegeben ist.

Wenn die Neigung der Axen dadurch erzeugt wird, daß die Fahrstraße nach der einen Seite hin abschüssig ist, so hört die Stabilität auf, sobald x bis zu Null herabsinkt, d. h. sobald

$$tang\,\delta = \frac{d}{2(r + a)}$$

wird.

Wird dagegen die Neigung der Axen, wie oben angenommen, durch einseitiges Anstoßen an eine Erhöhung A hervorgerufen, so ist die Stabilität mehr gefährdet, da in diesem Falle die Reaction $-R$ des Hindernisses A mit der im Schwerpunkte S der Massen angreifenden Trägheitskraft R ein Kräftepaar von dem Momente $R\frac{d}{2}$ bildet, welches den Wagen um den Fußpunkt B des tiefer stehenden Rades umzukippen strebt. Damit ein solches Umkippen nicht stattfinde, muß $Qx > R\frac{d}{2}$ sein; man hat daher für den Grenzzustand, in welchem die Stabilität aufhören würde, die Gleichung:

$$Q\left[\frac{d}{2}\cos\delta - (r + a)\sin\delta\right] = R\frac{d}{2},$$

oder

$$tang\,\delta = \frac{d}{2(r+a)} - \frac{R}{Q\cos\delta}\,\frac{d}{2(r+a)}$$

$$= \left(1 - \frac{R}{Q\cos\delta}\right)\frac{d}{2(r+a)},$$

worin die Stoßwirkung R von der Geschwindigkeit des Wagens abhängt.

Bei der gewöhnlichen Einrichtung der Wagen sind übrigens während der Neigung nur einer Axe der Langbaum und die beiden Tragbäume einer Torsion ausgesetzt, durch welche die Haltbarkeit des ganzen Wagengestelles sehr gefährdet werden kann.

§. 53. **Widerstandscoefficienten.** Nach den ausführlichsten Versuchen, welche von Morin angestellt worden sind, ist der Widerstand, welchen ein gutes Steinpflaster oder eine fest zusammengefahrene Schotterstraße der Bewegung der Wagen entgegensetzt,

1) nahe direct proportional der Last,
2) umgekehrt proportional der Radhöhe, und dagegen
3) beinahe unabhängig von der Anzahl der Räder und von der Felgen- oder Radreifenbreite.

Auf weichem oder zusammendrückbarem Boden, sowie auch auf frisch beschotterten Straßen nimmt dagegen dieser Widerstand ab, wenn die Reifenbreite eine größere wird. Beim langsamen Fahren (unter 1 m Geschwindigkeit) ist dieser Widerstand ziemlich unabhängig von der Geschwindigkeit und eben so groß bei Wagen mit Federn wie bei Wagen ohne Federn. Bei größerer Schnelligkeit wächst dagegen dieser Widerstand, zumal während des Fahrens auf harter Schotterstraße oder auf Steinpflaster, nahe proportional der Geschwindigkeit; auch ist hierbei die Kraft kleiner, wenn der Wagenkasten in Federn hängt, als wenn er fest auf den Radaxen aufsitzt. Je elastischer der Fahrweg und je elastischer der Wagen sowie die Last auf demselben ist, desto kleiner fällt in diesem Falle auch die Zugkraft aus.

Die Reifenbreite von 0,10 bis 0,12 m ist bei Lastwagen die angemessenste, da schmalere Räder die Straße zu sehr angreifen, und breitere keine Kraftersparniß geben. Die Umstände und Verhältnisse, welche die Zugkraft steigern, verschlechtern natürlich auch die Fahrstraße.

Die ersten der im Vorstehenden angegebenen Regeln weichen besonders darin von der weiter oben entwickelten Theorie ab, als dieser zufolge die Zugkraft dem Ausdrucke $\sqrt[3]{\frac{Q^4}{b\,r^2}}$ proportional ist, also direct wie $Q^{4/3}$ und umgekehrt wie $\sqrt[3]{r^2}$ und $\sqrt[3]{b}$ wächst. Nun ist aber:

$$\sqrt[3]{Q^4} = Q\sqrt[3]{Q},\quad \sqrt[3]{r^2} = r\sqrt[3]{\frac{1}{r}} \text{ und } \sqrt[3]{1{,}1} = 1{,}032;$$

wenn folglich die Werthe von Q, r und b innerhalb enger Grenzen schwanken und von gewissen mittleren Werthen nicht um mehr als 10 Procent abweichen, so kann man annähernd $1{,}032 = 1$, also für $\sqrt[3]{Q}$, $\sqrt[3]{r}$ und $\sqrt[3]{b}$ constante mittlere Werthe setzen, und nach Morin rechnen, daß die Zugkraft der Last Q direct und dem Radhalbmesser r umgekehrt wachse, dagegen aber von der Reifenbreite b gar nicht abhänge. Diese Voraussetzung läßt sich noch besonders dadurch rechtfertigen, daß der Widerstand der Fuhrwerke nicht allein aus der Zusammendrückung des Bodens, sondern auch aus der Axenreibung und, namentlich beim Fahren auf einer harten Straße, aus einer Menge von Stößen entspringt, und daß bei den zuletzt genannten Hindernissen, der Theorie zufolge, diese Proportionalität wirklich stattfindet.

Folgende Tabelle enthält die verschiedenen Widerstandscoefficienten einiger Wagen auf verschiedenen Straßen. Um die Kraft P zum Fortziehen einer

Last Q zu finden, muß man zu derselben noch das ganze Wagengewicht $(W + w_1 + w_2)$ addiren, und diese Summe mit dem aus der Tabelle entnommenen Widerstandscoefficienten ζ multipliciren, also

$$P_1 = \zeta\,(Q + W + w_1 + w_2)$$

setzen.

Hat die Straße ein Ansteigen α, und der Motor ein Gewicht G, so kommt hierzu noch die Kraft:

$$P_1 = (Q + W + w_1 + w_2 + G) \sin \alpha.$$

Tabelle der Widerstandscoefficienten für Fuhrwerke auf horizontaler Bahn.

Die Reifenbreite ist 0,10 bis 0,12 m, die Axenstärke 65 mm, der Coefficient der Axenreibung $\varphi = 0{,}065$, Geschwindigkeit beim Trab 3 m, beim scharfen Trabe 3,5 m.

Bezeichnung der Straße	Frachtwagen		Karren		Eilwagen
	Mittlere Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern
	1,2	1,4	1,6	2	1,15
I. Schotterstraße:					
1) in sehr gutem Zustande, trocken und eben.	$^1/_{50}$	$^1/_{58}$	$^1/_{66}$	$^1/_{83}$	Schritt $^1/_{48}$ Trab $^1/_{41}$ scharf. Tr. $^1/_{40}$
2) wenig feucht, mit Staub und einigen freiliegenden Schotterstücken.	$^1/_{35}$	$^1/_{41}$	$^1/_{47}$	$^1/_{59}$	Schritt $^1/_{34}$ Trab $^1/_{27}$ sch. Trab $^1/_{24}$
3) sehr hart, grober Schotter, naß.	$^1/_{43}$	$^1/_{50}$	$^1/_{57}$	$^1/_{71}$	Schritt $^1/_{42}$ Trab $^1/_{27}$ sch. Trab $^1/_{23}$
4) hart, mit leichten Geleisen und weichem Koth.	$^1/_{27}$	$^1/_{32}$	$^1/_{36}$	$^1/_{45}$	Schritt $^1/_{26}$ Trab $^1/_{22}$ sch. Trab $^1/_{20}$
5) hart mit Geleisen und Koth.	$^1/_{22}$	$^1/_{26}$	$^1/_{30}$	$^1/_{37}$	Schritt $^1/_{21}$ Trab $^1/_{18}$ sch. Trab $^1/_{17}$
6) sehr verfahren und mit dickem Kothe.	$^1/_{19}$	$^1/_{22}$	$^1/_{25}$	$^1/_{31}$	Schritt $^1/_{18}$ Trab $^1/_{16}$ sch. Trab $^1/_{15}$

Bezeichnung der Straße	Frachtwagen		Karren		Eilwagen
	Mittlere Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern		Radhöhe in Metern
	1,2	1,4	1,6	2	1,15
7) sehr aufgerissen, mit Koth und 50 bis 80 mm tiefen Geleisen	1/14	1/17	1/19	1/24	Schritt 1/14 Trab 1/12 sch. Trab 1/12
8) sehr schlecht, dicker Koth, harter und rauher Grund, 80 bis 100 mm tiefe Geleise.	1/13	1/15	1/17	1/21	Schritt 1/12 Trab 1/10
II. Sandsteinpflaster:					
1) sehr gutes.	1/65	1/75	1/86	1/108	Schritt 1/62 Trab 1/42 sch. Trab 1/36
2) gewöhnliches, trocken.	1/60	1/70	1/80	1/100	Schritt 1/57 Trab 1/41 sch. Trab 1/36
3) gewöhnliches, naß und mit Koth.	1/46	1/54	1/74	1/76	Schritt 1/44 Trab 1/38 sch. Trab 1/29
III. Brückenbahn von Holz.	1/43	1/50	1/69	1/71	Schr. u. Tr. 1/41
IV. Erddamm:					
1) sehr gut und trocken.	1/27	1/32	1/36	1/45	„ „ „ 1/26
2) mit einer 25 bis 45 mm hohen Kiesdecke.	1/10	1/12	1/14	1/17	„ „ „ 1/10
3) mit einer 50 bis 90 mm hohen Kiesdecke.	1/9	1/10	1/12	1/15	„ „ „ 1/9
4) mit einer 100 bis 150 mm hohen Kiesschicht.	1/8	1/10	1/11	1/14	„ „ „ 1/8
V. Straße m. ungebahntem Schnee	1/14	1/17	1/19	1/24	„ „ „ 1/14

Leistung der Zugthiere. Die Leistung der Zugthiere hängt nach §. 54. Thl. II wesentlich von der Geschwindigkeit v und von der täglichen Arbeitszeit t derselben ab. Es wurde an dortiger Stelle angegeben, daß die einer Zugkraft P entsprechende Geschwindigkeit v durch die Beziehung gegeben ist:

$$\frac{P}{K} = 2 - \frac{v}{c},$$

wenn K die mittlere Zugkraft und c die zugehörige mittlere Geschwindigkeit ist, für welche beiden Werthe die Leistung Kc ein Maximum wird. Man findet daher durch

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K \text{ oder } v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c$$

die zu einer bestimmten Geschwindigkeit gehörige Zugkraft oder umgekehrt.

Setzt man noch die mittlere Arbeitszeit t, so gilt für eine Arbeitszeit z ferner die Gleichung

$$\frac{P}{K} = \left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right),$$

welche Gleichung (Maschek) in ähnlicher Weise dienen kann, um für eine gewisse tägliche Arbeitszeit z das vortheilhafteste P oder v zu ermitteln.

Die für verschiedene Zugthiere erfahrungsmäßig anzunehmenden Größen von K und c sind bereits in Thl. II angegeben. Hierbei muß bemerkt werden, daß bei einer Bespannung eines Fuhrwerkes mit mehreren Zugthieren jedes derselben nur eine geringere Kraft auszuüben vermag, als wenn dasselbe einzeln angespannt ist, und zwar wächst die Verminderung mit der Größe der Kopfzahl. Man kann nach Bockelberg*) bei n Pferden für jedes derselben nur eine Zugkraft

$$P_n' = 1{,}075\,(1 - 0{,}07\,n)\,P$$

annehmen, wenn P die unter denselben Umständen von einem Pferde allein geäußerte Kraft bedeutet. Hiernach berechnet sich das Verhältniß $\nu = \frac{P_n}{P}$ für

$n =$	2	3	4	5	6	8
$\nu =$	0,93	0,85	0,77	0,70	0,62	0,48

Was die Wahl der Geschwindigkeit v des Fuhrwerkes auf horizontaler Straße anbetrifft, so ist diese bei Personenfuhrwerken in der Regel von vornherein durch die Zeit gegeben, in welcher eine bestimmte Weglänge zurückgelegt werden soll, so z. B. beträgt diese Zeit bei den preußischen Postwagen pro deutsche Meile (7500 m) 40 bis 45 Minuten, so daß die Geschwindigkeit per Secunde zu

$$\frac{7500}{45.60} = 2{,}77 \text{ resp. } \frac{7500}{40.60} = 3{,}12 \text{ m}$$

*) Zeitschr. d. Hannov. Architekten-Vereins 1855, S. 74.

sich bestimmt. Diese große Geschwindigkeit, welche dem 2,3- bis 2,6 fachen Betrage der mittleren Geschwindigkeit der Pferde ($c = 1,2$) gleichkommt, ist natürlich nur bei sehr geringer täglicher Arbeitszeit t und geringer Zugkraft P erreichbar, denn es würde sich nach der angegebenen Formel von Maschek aus

$$\frac{v}{c} = 3 - \frac{P}{K} - \frac{z}{t}$$

ein Verhältniß $\frac{v}{c} = 2,5$ nur erreichen lassen, wenn $\frac{P}{K} + \frac{z}{t} = 0,5$ wäre, also etwa für $P = 0,25\,K = 15$ kg und $z = 0,25\,t = 2$ Stunden, wenn $K = 60$ kg und die durchschnittliche Arbeitszeit $t = 8$ Stunden vorausgesetzt wird.

Anders verhält es sich bei Lastfuhrwerken, bei denen es darauf ankommt, eine möglichst große Leistung von den Zugthieren zu erlangen. Das Maximum der Leistung wird nun erreicht, wenn die Zugkraft P den mittleren Werth K und die Geschwindigkeit v den mittleren Werth c hat. Wäre daher der Widerstand fortwährend constant, wie dies der Fall ist, wenn der Wagen auf horizontaler Straße zurück dieselbe Last trägt, wie auf dem Hinwege, so hätte man auch v constant zu machen und zwar gleich c, vorausgesetzt, daß der Widerstand P gerade gleich der mittleren Zugkraft K der Pferde ist. Ist das letztere nicht der Fall, ist vielmehr P größer oder kleiner als K, so hat man auch der allgemeinen Formel von Gerstner entsprechend v kleiner oder größer als c anzunehmen. Die in der täglichen Arbeitszeit, für welche in jedem Falle am besten die durchschnittliche oder mittlere Arbeitszeit $t = 8$ Stunden zu wählen sein wird, zurückgelegte Weglänge ist dann durch

$$L = 3600\,t\,v$$

gegeben, also beträgt die Anzahl der Hin- und Rückfahrten von der Länge l täglich

$$n = \frac{3600\,t\,v}{2\,l},$$

und das Product aus der jedesmal geförderten Nutzlast Q in die Weglänge L ist gleich:

$$Q\,L = 3600\,t\,v\,Q,$$

welcher Leistung die Hälfte dem Transporte nach der einen, die andere Hälfte dem Transporte nach der anderen Richtung entspricht.

Beispiel. Nimmt man den Widerstand eines Wagens mit 1,2 m hohen Rädern auf einer guten trockenen Schotterstraße nach der Tabelle zu $^1/_{60}$ an, so müßte für eine Bespannung von zwei Pferden, deren mittlere Zugkraft nach Obigem gleich $2 . 0,93 . 60 = 112,8$ kg anzunehmen ist, das Gewicht des be-

ladenen Wagens $50 \,.\, 112{,}8 = 5640$ kg betragen, wenn die Zugkraft gerade dem mittleren Werthe K gleich sein sollte. Die Geschwindigkeit wäre dann gleich $c = 1{,}2$ m, was einer ganzen Weglänge in 8 Stunden von 34,560 Kilometer entsprechen würde. Nimmt man hierbei das Gewicht W des Wagens gleich 0,4 der Nutzlast Q an, so ergiebt sich die letztere zu

$$Q = \frac{10}{14} P = \frac{5640}{1{,}4} = 4028 \text{ kg} = rot.\ 4 \text{ Tonnen},$$

daher das Product

$$QL = 4 \,.\, 34{,}560 = 138{,}24 \text{ Tonnenkilometer}.$$

Der Wagen hätte demgemäß ein Gewicht von $0{,}4 \,.\, 4000 = 1600$ kg zu erhalten.

Setzt man nun aber voraus, der Wagen habe ein Eigengewicht von 2000 kg und die Nutzlast bestehe aus untheilbaren Stücken von 5000 kg; sei daher die gesammte Belastung gleich 7000 kg und die dazu erforderliche Zugkraft $P = \frac{1}{50} 7000 = 140$ kg, so hätte man den Transport nur mit einer Geschwindigkeit

$$v = \left(2 - \frac{140}{112{,}8}\right) 1{,}2 = 0{,}91 \text{ m}$$

vorzunehmen. Der ganze zurückgelegte Weg würde nunmehr nur

$$8 \,.\, 3600 \,.\, 0{,}91 = 26{,}208 \text{ Kilometer},$$

also die Nutzleistung nur

$$5 \,.\, 26{,}208 = 131{,}04 \text{ Tonnenkilometer},$$

oder etwa $\frac{131{,}04}{138{,}24} = 0{,}95$ der vortheilhaftesten Leistung betragen.

Wenn der häufiger vorkommende Fall vorliegt, daß die Rückfahrt des Wagens leer geschieht, so sind die zu überwindenden Widerstände für den Hinweg P_1 und für die Rückfahrt P_2 verschieden, und man hat daher auch die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 für Hinfahrt und Rückfahrt verschieden groß anzunehmen. Bezeichnet wieder Q die Nutzlast und $W = \nu Q$ das Gewicht des Wagens, so ist bei der Hinfahrt die Zugkraft $P_1 = \zeta\,(1 + \nu)\,Q$ und bei der Rückfahrt diejenige $Q_2 = \zeta \nu Q$ auszuüben. Demgemäß wird die Hinfahrt des beladenen Wagens mit einer Geschwindigkeit

$$v_1 = \left(2 - \frac{\zeta\,(1 + \nu)\,Q}{K}\right) c$$

und die Rückfahrt des leeren Wagens mit einer Geschwindigkeit

$$v_2 = \left(2 - \frac{\zeta \nu Q}{K}\right) c$$

zu geschehen haben.

Ist l die Länge eines einfachen Weges, so beträgt die zu einer vollständigen Hinfahrt und Rückfahrt erforderliche Zeit

$$\tau_1 + \tau_2 = \frac{l}{v_1} + \frac{l}{v_2} = l\,\frac{v_1 + v_2}{v_1 v_2},$$

folglich wird in der täglichen Arbeitszeit von t Stunden ein einfacher Transport der Last Q

$$n = \frac{3600\,t}{l}\,\frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} \text{ mal}$$

bewirkt werden.

Die in dieser Zeit erzeugte Nutzleistung des Fuhrwerkes bestimmt sich daher zu

$$N = n\,Q\,l = 3600\,t\,Q\,\frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} = \frac{3600\,t}{\zeta\,(1 + \nu)}\,P_1\,\frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2},$$

oder, wenn man hierin für v_1 und v_2 die von Q abhängigen Werthe einsetzt:

$$N = 3600\,t\,Q\,\frac{\left(2 - \zeta\,\frac{1 + \nu}{K}\,Q\right)\left(2 - \frac{\zeta\nu}{K}\,Q\right)}{4 - \zeta\,(1 + 2\,\nu)\,\frac{Q}{K}}\,c$$

$$= 3600\,t\,Q\,\frac{[2\,K - \zeta\,(1 + \nu)\,Q]\left(2 - \zeta\,\nu\,\frac{Q}{K}\right)}{4\,K - \zeta\,(1 + 2\,\nu)\,Q}\,c.$$

Diese Nutzleistung N ändert sich mit Q und wird bei einem gegebenen Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q}$ des Wagengewichtes zur Nutzlast einen größten Werth für eine bestimmte Belastung Q, d. h. also auch für eine bestimmte Zugkraft $P_1 = \zeta\,(1 + \nu)\,Q$ annehmen. Eine directe Bestimmung der dieser Maximalleistung N entsprechenden Belastung Q würde durch Auflösung der Differentialgleichung $\frac{\partial N}{\partial Q} = 0$ zwar möglich, aber wegen der Gestalt dieser Gleichung sehr weitläufig und unbequem sein. Man kommt daher schneller zum Ziele durch Berechnung der numerischen Werthe von N für verschiedene Belastungen Q. Diese Rechnung zu erleichtern kann die folgende Tabelle dienen, in welcher für die drei Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q}$ gleich 0,3, 0,4 und 0,5 und für die Zugkräfte $P_1 = 0{,}5\,K,\ 0{,}6\,K,\ 0{,}7\,K \ldots 1{,}5\,K$ die Werthe von $P_1\,\frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2}$ angegeben sind, welche der Nutzleistung N proportional sind. Um die letztere für eine bestimmte Straße mit dem Widerstandscoefficienten ζ zu bestimmen, hat man den Werth von $P_1\,\frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2}$ der

Tabelle

für die Nutzleistung der Wagen bei leerer Rückfahrt.

$c = 1{,}2$ m.

	$\frac{P_1}{K} =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	
	$v_1 =$	1,8	1,68	1,56	1,44	1,32	1,2	1,08	0,96	0,84	0,72	0,60	
$\nu = 0{,}3$	$v_2 =$	2,26	2,23	2,21	2,18	2,15	2,14	2,10	2,07	2,04	2,01	1,98	
	$P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} =$	0,500	0,574	0,611	0,694	0,736	0,767	0,784	0,787	0,774	0,741	0,690	K
$\nu = 0{,}4$	$v_2 =$	2,23	2,19	2,16	2,12	2,09	2,05	2,02	1,99	1,95	1,92	1,89	
	$P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} =$	0,497	0,573	0,633	0,686	0,729	0,757	0,774	0,778	0,763	0,733	0,683	K
$\nu = 0{,}5$	$v_2 =$	2,20	2,16	2,12	2,08	2,04	2,00	1,96	1,92	1,88	1,84	1,80	
	$P_1 \frac{v_1 v_2}{v_1 + v_2} =$	0,494	0,567	0,629	0,680	0,722	0,750	0,765	0,767	0,755	0,725	0,657	K

$v_1 = \left(2 - \frac{P_1}{K}\right) c. \quad v_2 = \left(2 - \frac{\nu}{1+\nu} \frac{P_1}{K}\right) c.$

Tabelle nur mit $\frac{3600\,t}{\zeta\,(1+\nu)}$ zu multipliciren, während die zugehörige Ladung Q zu $\frac{P_1}{\zeta\,(1+\nu)}$ sich ergiebt. Man ersieht aus der Tabelle, daß bei einem Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q} = 0{,}4$ das Maximum der Leistung zu erwarten ist, wenn die Zugkraft P_1 der Pferde bei der Bewegung des beladenen Wagens etwa zu $1{,}2\,K$ angenommen wird, und daß dieses Verhältniß mit dem Verhältnisse $\nu = \frac{W}{Q}$ sich nur wenig ändert. Selbstredend wird die totale Nutzleistung um so kleiner werden, je größer ν, d. h. je schwerer der Wagen im Verhältnisse zur Ladung Q ist.

Zugkraft auf geneigter Strasse. Wenn die Straße gegen den Horizont unter dem Winkel α ansteigt, so ist nach dem Vorhergehenden die von den Zugthieren, deren Gewicht G sein mag, auszuübende Zugkraft ausgedrückt durch §. 55.

$$P = \zeta\,(1+\nu)\,Q \pm [(1+\nu)\,Q + G]\,\sin\alpha\,^{*)}$$
$$= (1+\nu)\,(\zeta \pm \sin\alpha)\,Q \pm G\,\sin\alpha,$$

wenn wieder ζ den Widerstandscoefficienten der Straße und $\nu = \frac{W}{Q}$ das Verhältniß des Wagengewichtes W zur Last Q bezeichnet. Hierin gelten die oberen Zeichen für die Bergfahrt und die unteren für die Thalfahrt. Bewegen sich die Zugthiere mit der Geschwindigkeit v, so hat man nach der Gerstner'schen Formel, wenn man noch das Gewicht der Zugthiere $G = \mu K$ setzt,

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K = (1+\nu)\,(\zeta + \sin\alpha)\,Q + \mu K \sin\alpha,$$

oder die bewegte Last

$$Q = \frac{2 - \frac{v}{c} - \mu\,\sin\alpha}{(1+\nu)\,(\zeta + \sin\alpha)}\,K.$$

Die in der Zeiteinheit von den Thieren verrichtete Nutzwirkung Qv repräsentirt daher eine zum verticalen Heben der Last verwendete mechanische Arbeit

---

*) Streng genommen wäre $P = \zeta\,(1+\nu)\,Q\cos\alpha \pm [(1+\nu)\,Q + G]\,\sin\alpha$ zu setzen, doch kann bei der immer nur geringen Größe von α und der in ζ enthaltenen Unsicherheit $\cos\alpha = 1$ gesetzt werden.

$$A = Q v \sin\alpha = \frac{2 - \frac{v}{c} - \mu \sin\alpha}{(1 + v)(\zeta + \sin\alpha)} K v \sin\alpha.$$

Bei einer gegebenen Neigung α der Straße findet man die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Pferde durch

$$\frac{\partial A}{\partial v} = 0,$$

also durch

$$2 K \sin\alpha - 2 \frac{K}{c} v \sin\alpha - \mu K \sin^2\alpha = 0,$$

oder

$$\frac{v}{c} = 1 - \frac{\mu}{2} \sin\alpha.$$

Will man auch noch den vortheilhaftesten Neigungswinkel α der Straße bestimmen, für welchen A ein Maximum wird, so hat man noch $\frac{\partial A}{\partial \alpha} = 0$ zu setzen, und die hieraus folgende Gleichung mit der gefundenen $\frac{v}{c} = 1 - \frac{\mu}{2} \sin\alpha$ zu verbinden. Man erhält dadurch nach entsprechender Reduction:

$$\sin^2\alpha + 2\zeta \sin\alpha = \frac{\zeta}{\mu}\left(2 - \frac{v}{c}\right),$$

woraus

$$\sin\alpha = -\zeta \pm \sqrt{\frac{\zeta}{\mu}\left(2 - \frac{v}{c}\right) + \zeta^2}$$

$$= -\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 + \zeta\left(1 + \frac{\mu}{2} \sin\alpha\right)}$$

folgt. Die Entwickelung von $\sin\alpha$ führt zu der quadratischen Gleichung

$$\sin^2\alpha + \frac{3}{2} \zeta \sin\alpha = \frac{\zeta}{\mu},$$

so daß man schließlich

$$\sin\alpha = -\frac{3}{4}\zeta + \sqrt{\frac{\zeta}{\mu} + \frac{19}{16}\zeta^2}$$

für den vortheilhaftesten Neigungswinkel der Straße erhält.

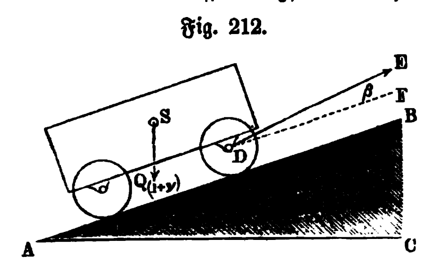
Da dieser Werth mit dem Widerstandscoefficienten ζ zunimmt, so schließt man daraus, daß man einer Straße eine um so steilere Neigung geben darf, je größer der Widerstand ist, welchen sie dem Transporte entgegensetzt. Selbstredend hat die Größe der Steigung ihre Grenze darin, daß die Zugthiere die Last überhaupt noch fortbringen können und daß beim Thalfahren

das Bremsen genügende Sicherheit gewährt. Auch richtet sich die Größe der Steigungen bei Anlage von Straßen wesentlich nach den Terrainverhältnissen, und man wird bei Festsetzung einer Straßenlinie neben den Kosten des Transportes gleichzeitig die Kosten der Anlage und Unterhaltung zu berücksichtigen haben, so daß die Summe aller entstehenden fortlaufenden Ausgaben möglichst gering ausfällt. Hinsichtlich dieser Verhältnisse muß auf die betreffenden Werke über Straßen- und Wegebau verwiesen werden, und es sei hier nur bemerkt, daß in den verschiedenen Ländern gesetzliche Vorschriften über die größte zulässige Steigung der verschiedenen Kunststraßen gelten, denen zufolge unter schwierigeren Verhältnissen, wie z. B. im Berg- und Hügellande, größere Steigungen gestattet sind, als unter den günstigeren Verhältnissen im Flachlande. So z. B. sind die maximalen Steigungen in Preußen*) für Gebirgsstraßen zu 0,05, im Hügellande zu 0,04 und im Flachlande zu 0,025 festgesetzt. Nur bei kurzen Strecken, z. B. Brückenrampen, kommen Steigungen von 0,06 und darüber vor.

Näheres hierüber enthalten u. A. die Arbeiten von Launhardt in der Zeitschr. des Hannov. Arch.- u. Ing.-Ver. Jahrg. 1869, S. 70 u. 72.

Anmerkung. Nicht ohne Einfluß auf die Leistung der Zugthiere ist auch die Art von deren Anspannung, namentlich die Richtung der Stränge gegen die Fahrbahn, wie sich aus folgender Betrachtung ergiebt. Es sei die Straße AB, Fig. 212, unter dem Winkel α gegen den Horizont AC und die Zugkraft P der Pferde unter dem Winkel $EDF = \beta$ gegen die Straße geneigt, so bestimmt sich der Normaldruck des Fuhrwerkes gegen die Straße zu

Fig. 212.



$$Q = (1+\nu)\, Q \cos\alpha - P \sin\beta,$$

so daß, unter ζ den Coefficienten des Gesammtwiderstandes der Straße verstanden, die in der Richtung DE wirkende Zugkraft P sich ergiebt durch

$$P \cos\beta = \zeta\,[(1+\nu)\, Q \cos\alpha - P \sin\beta] + (1+\nu)\, Q \sin\alpha$$

zu

$$P = (1+\nu)\, Q\, \frac{\zeta \cos\alpha + \sin\alpha}{\cos\beta + \zeta \sin\beta}.$$

Setzt man hierin $\zeta = tang\,\varphi$, worin φ als Reibungswinkel der Straße aufgefaßt werden kann, so läßt sich dies auch schreiben:

$$P = (1+\nu)\, Q\, \frac{\sin\,(\alpha+\varphi)}{\cos\,(\beta-\varphi)}.$$

*) S. Deutsches Bauhandbuch. Straßenbau, S. 180.

Diese Kraft P nimmt ihren kleinsten Werth für $\beta - \varphi = 0$ an, d. h. wenn die Richtung der Stränge gegen die Straße unter dem Winkel $\varphi = arc\ tang\ \zeta$ geneigt ist, welcher oben als Reibungswinkel der Straße bezeichnet wurde.

Durch die nach aufwärts geneigte Richtung der Stränge, welche wegen der kleineren Vorderräder immer erreicht werden kann, wird, wie die Rechnung besagt, ein Theil der Wagenlast gleich $P \sin \beta$ von der Straße abgehoben, welcher Theil von den Pferden getragen werden muß. Dadurch wird gewissermaßen das Gewicht der Thiere um ebensoviel vermehrt. Hierdurch wird bei Lastwagen, welche mit großer Kraft in langsamer Gangart bewegt werden, das Ausgleiten der Pferdehufe erschwert, wogegen bei Eilfuhrwerken die Pferde bei stark geneigten Zugsträngen sehr ermüdet werden. Der am besten anzuwendende Winkel der Stränge gegen die Bahn wird von verschiedenen Autoren verschieden und zwar etwa zwischen 6° und 15° angegeben.

Da bei Vorspannpferden den Strängen nur eine sehr geringe Neigung gegeben werden kann, so ist hierin einer der Gründe zu erkennen, warum Vorspannpferde niemals so vortheilhaft wirken können wie die Stangenpferde, abgesehen davon, daß die größere Länge der Stränge zu größeren Ausdehnungen Veranlassung giebt, welche ungünstig für die Wirkung der Thiere sind. S. hierüber u. A. Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Bd. III, S. 147 u. f.

Beispiel: Welche Zugkraft erfordert ein Wagen, der im Ganzen ein Gewicht von 4000 kg hat, auf einer unter $\alpha = 1/_{50}$ ansteigenden Straße, für welche der Widerstandscoefficient $\zeta = 1/_{40}$ sein mag?

Setzt man für Pferde das Verhältniß $\mu = \frac{G}{K} = \frac{300}{60} = 5$, so ist die Zugkraft bei Annahme von 4 Pferden gefunden durch:

$$P = \left(\frac{1}{40} + \frac{1}{50}\right) 4000 + 4 \,.\, 300 \,.\, \frac{1}{50} = 204 \text{ kg},$$

so daß auf jedes Pferd 51 kg entfällt. Die hierbei mögliche Geschwindigkeit v ergiebt sich dann zu $v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c$, worin K wegen des Viergespannes nach §. 54 nur zu $0{,}77 \,.\, 60 = 46{,}2$ kg anzunehmen ist, so daß man hat

$$v = \left(2 - \frac{51}{46{,}2}\right) c = 0{,}896 \,.\, 1{,}2 = 1{,}08 \text{ m}.$$

Die vortheilhafteste Geschwindigkeit würde bei der gegebenen Steigung zu

$$v = \left(1 - \frac{5}{2}\frac{1}{50}\right) c = 0{,}95 \,.\, 1{,}2 = 1{,}14 \text{ m}$$

folgen und es würde dieser Geschwindigkeit eine Zugkraft von

$$(2 - 0{,}95)\ K = 1{,}05 \,.\, 46{,}2 = 48{,}5 \text{ kg}$$

entsprechen, wonach die Ladung zu bemessen wäre. Der vortheilhafteste Steigungswinkel der Straße würde sich im vorliegenden Falle zu

$$\sin \alpha = -\frac{3}{4}\frac{1}{40} + \sqrt{\frac{1}{5.40} + \frac{9}{16}\left(\frac{1}{40}\right)^2} = -0{,}019 + 0{,}073 = 0{,}054 \text{ ergeben.}$$

Anmerkung. Versuche über die Widerstände der Straßen sind in früherer Zeit von Rumford, Edgeworth, Bevan u. s. w. und in neuerer Zeit in sehr ausgedehntem Maße von Morin, nächstdem auch von Kossak, von der

königl. bayerischen Artillerie u. A. angestellt worden. Ausführlich über diese Versuche handelt Brix in der Schrift: Ueber die Reibung und den Widerstand der Fuhrwerke auf Straßen, Berlin 1850. Auch ist hierüber nachzulesen Gerstner's Mechanik, Bd. I, Capitel VII. Die oben in §. 51 entwickelte Formel über den Widerstand des zusammendrückbaren Bodens wird in den letzteren beiden Werken zuerst mitgetheilt.

Die Theorie der Fuhrwerke wird ferner behandelt in: Théorie des affuts et des voitures d'artillerie par Migout et Berchery, Paris 1840. Das Hauptwerk von Morin hat den Titel: Expériences sur le tirage des voitures, Paris 1842. Die Hauptergebnisse der Morin'schen Versuche sind auch in Morin's Aide-mémoire de mécanique pratique enthalten. S. auch Kayser, Handbuch der Mechanik, Carlsruhe 1842, und Rühlmann's Allgemeine Maschinenlehre, Bd. III.

§. 56. **Schienenbahnen.** Um den Widerstand, welchen die Straße der Umdrehung der Räder entgegensetzt, so viel wie möglich herabzuziehen, läßt man die Räder auf besonderen Schienen laufen. Zwei solcher parallel neben einander liegender Schienen bilden eine Schienenbahn. Nur selten wendet man jetzt noch hölzerne Schienen an, wie sie zuerst beim Grubenbetriebe vorkamen, auch gußeiserne Schienen, wie man sie schon im vorigen Jahrhundert (1767) auf englischen Hüttenwerken in Anwendung brachte, kommen kaum mehr vor, dagegen haben die aus Schmiedeeisen (neuerdings Stahl) gewalzten Schienen seit ihrer ersten Anfertigung im Jahre 1828 sich allgemein bei den Eisenbahnen eingeführt. Der Widerstand dieser Schienen besteht fast nur aus der wälzenden Reibung, welche bei Rädern von einiger Höhe sehr klein ist im Vergleiche mit der Axenreibung. Während überhaupt bei dem Fortschaffen von Lasten auf gewöhnlichen gepflasterten oder chaussirten Straßen der Widerstand an dem Umfange der Räder der größere und der an dem Umfange der Axen der kleinere ist, tritt bei dem Transporte auf Eisenbahnen gerade das Gegentheil ein; es ist nämlich hier die Axenreibung der größere und die wälzende Reibung am Umfange der Räder der kleinere Widerstand. Für die Axenreibung ist der Reibungscoefficient*) $\varphi = 0{,}054$ (s. Thl. I, §. 185), und folglich, bei der Axenstärke von 65 mm und der Radhöhe von 1,3 m, die auf den Radumfang reducirte Zapfenreibung:

$$F_1 = \varphi \frac{\varrho}{r} Q = 0{,}054 \cdot \frac{65}{1300} Q = 0{,}0027\, Q.$$

Für die wälzende Reibung ist hingegen $\varphi = 0{,}018$, wenn der Radhalb-

*) Nach den Kirchweger'schen Versuchen (s. Mittheilungen d. Gew.-Ver. f. Hannover, 1862) ist der Reibungscoefficient für Eisenbahnaxen noch viel kleiner und beträgt nur etwa 0,01 für den Zustand der Bewegung.

messer in Zollen gegeben ist und $\varphi = 0{,}48$ für Millimeter, daher hat man die Größe dieses Reibungswiderstandes:

$$F_2 = \varphi \cdot \frac{Q}{r} = 0{,}48\ \frac{Q}{650} = 0{,}00074\ Q,$$

d. i. $\frac{74}{270} = 0{,}274$ oder circa 27 Procent der Zapfenreibung. Hiernach ist der gesammte Reibungswiderstand bei der Bewegung eines Wagens auf einer Schienenbahn:

$$F_1 + F_2 = 0{,}00270\ Q + 0{,}00074\ Q = 0{,}00344\ Q,$$

d. i. circa $^1/_3$ Procent der Last. Beim Fahren auf einer sehr guten Chaussee ist dieser Widerstand (s. Tabelle §. 53) $^1/_{50}\ Q = 0{,}02\ Q$, d. i. 2 Procent von Q; diesem zufolge wäre also die Kraft zum Fortschaffen der Lasten auf den besten horizontalen Straßen $\frac{0{,}02000}{0{,}00344} = 5{,}82$, oder nahe sechsmal so groß, wie auf Eisenbahnen. Beim Transport auf schlecht unterhaltenen Straßen steigert sich der Widerstand auf $^1/_{20}\ Q = 0{,}05\ Q$, dann ist also die Kraft zum Transport auf Straßen $\frac{5000}{344} = 14{,}5$ mal so groß wie auf Eisenbahnen. Hiernach ist nun der große Vortheil der Eisenbahnförderung im Vergleich zur Straßenförderung zu ermessen.

Dieses günstige Verhältniß der Eisenbahnen wird jedoch beim Ansteigen derselben bedeutend gemäßigt, da hier für beide Arten des Fortschaffens in Folge der Schwerkraft überdies noch die Kraft $Q \sin \alpha$ (vergl. §. 53) erfordert wird. Wäre z. B. das Ansteigen $\sin \alpha = \frac{1}{100}$, hätte also sowohl die Eisenbahn als auch die Straße auf je 100 m Erstreckung 1 m Ansteigen, so würde zu den gefundenen Widerständen noch 0,01 Q zu addiren sein, also der Widerstand auf der Eisenbahn

$$0{,}0034\ Q + 0{,}0100\ Q = 0{,}0134\ Q,$$

und dagegen auf der Straße, im ersten Falle:

$$0{,}02\ Q + 0{,}01\ Q = 0{,}03\ Q,$$

und im zweiten:

$$0{,}05\ Q + 0{,}01\ Q = 0{,}06\ Q$$

betragen.

Es wäre also dann für den einen Fall die Zugkraft auf der Straße nur $\frac{0{,}0300}{0{,}0134} = 2^1/_4$ mal und für den zweiten dieselbe nur $\frac{0{,}060}{0{,}0134} = 4^1/_2$ mal so groß wie auf der Eisenbahn. Läuft die Straße oder Schienenbahn abwärts, so kommt natürlich die Schwerkraft mit der Größe $Q \sin \alpha$ der Kraft

zur Ueberwindung der übrigen Widerstände zu Hülfe, und ist diese Kraft größer als die Reibungswiderstände, so tritt sogar ein Kraftüberschuß hervor, der nur durch Bremsen zu vernichten ist. Hätten wir z. B. $\sin \alpha = \frac{1}{100}$ (Fallen), so würde die Kraft zum Fortschaffen auf der Eisenbahn

$$0{,}0034\, Q - 0{,}01\, Q = -\, 0{,}0066\, Q$$

sein, also ein Kraftüberschuß von circa $^2/_3$ Procent der Last durch Bremsen aufzuheben sein, dagegen hätte man die Kraft auf der Straße im ersten Falle:

$$0{,}02\, Q - 0{,}01\, Q = 0{,}01\, Q,$$

und im zweiten:

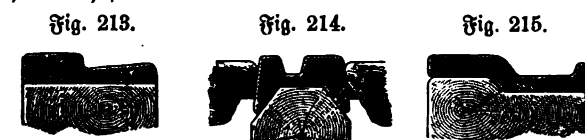
$$0{,}05\, Q - 0{,}01\, Q = 0{,}04\, Q.$$

Wenn wir die Kraft zum Fortschaffen auf horizontalen Eisenbahnen wegen Hinzutritt anderer Nebenhindernisse, z. B. wegen der Seitenreibungen an den Schienen, wegen des Luftwiderstandes u. s. w., $P = 0{,}004\, Q$ setzen, so müssen wir dieselbe für das Fortschaffen auf einer Bahn von α Ansteigen $(0{,}004 + \sin \alpha)\, Q$ annehmen, und erhalten also für das Ansteigen $\sin \alpha = \frac{1}{250} = 0{,}004$, die doppelte Kraft, ferner für ein Ansteigen $\sin \alpha = \frac{1}{100}$, schon die $^{14}/_4 = 3^1/_2$ fache Kraft, und für ein Ansteigen von $\sin \alpha = \frac{1}{50}$, sogar die 6 fache Kraft. Es ist also im letzteren Falle der Arbeitsaufwand zum Fortschaffen einer Last auf 1 Meile Bahn ebenso groß wie zum Fortschaffen derselben auf einer horizontalen Bahnstrecke von 6 Meilen Länge. Man ersieht hieraus, daß die Zugkraft der Wagen auf einer Eisenbahn mit verschiedenen Steigungsverhältnissen innerhalb sehr weiter Grenzen schwankt, und daß im Allgemeinen der durch die Steigung hervorgerufene Widerstand denjenigen der Bahn weit übersteigt.

§. 57. **Schienen.** Die ersten gußeisernen Schienen, welche in Anwendung kamen, waren zur Verhütung des Entgleisens der Wagen mit angegossenen Rändern versehen, so daß die Radkränze in den dadurch gebildeten Spuren geführt wurden. Von dieser Form der Spurschienen ging man indessen sehr bald ab, und gab dafür den Rädern der Wagen seitliche Ränder oder Spurkränze, wodurch eine einfachere Construction und größere Genauigkeit erreicht wurde, indem die Radkränze leicht auf der Drehbank bearbeitet werden konnten. Dieses System ist jetzt bei allen Eisenbahnen mit Locomotivbetrieb in Gebrauch und man wendet Spurschienen wie die in

Fig. 213, 214 und 215 dargestellten nur noch bei Straßenbahnen (Tram-ways) an, bei denen die vorstehende Schiene den gewöhnlichen Fuhrwerken hinderlich sein würde.

Fig. 213. Fig. 214. Fig. 215.

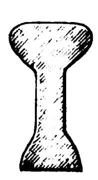


Die Schienen werden jetzt durchweg aus Schmiedeeisen oder Stahl durch Walzen in größeren Längen (6 bis 7 m) hergestellt, und zeigen verschiedene Querschnittsformen. Zuerst wandte man Flacheisen an, welches flach auf hölzernen Langschwellen durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt wurde. Diese Schienen wurden wegen ihrer geringen Steifigkeit bald aufgegeben und konnten bei dem bald allgemein sich einbürgernden Querschwellensysteme überhaupt nicht angewandt werden. Auch hochkantig gestellte Flachschienen, wie man sie in Hüttenbahnen und für vorübergehende Zwecke zuweilen angewendet hat, konnten wegen mangelnder seitlicher Steifigkeit und deswegen nicht allgemein verwendet werden, weil bei der geringen Breite der Lauffläche sehr bald Rinnen in die Radkränze gearbeitet waren.

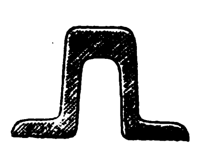
Diesem letzteren Uebelstande zu begegnen, mußte die Lauffläche eine genügende Breite erhalten, ebenso mußte die Schiene zur sicheren Befestigung auf der Unterlage unten entsprechend breit gemacht werden, und endlich erforderte die Rücksicht auf die Festigkeit der Schienen gegen Durchbiegung eine gewisse Höhe des Querschnittes. Aus diesen Gründen und mit Rücksicht auf möglichst vollkommene Ausnutzung des Materials ist man fast allgemein zu einem Schienenprofil gelangt, welches im Wesentlichen als doppelt T förmiges bezeichnet werden kann. Hauptsächlich wendet man die Schienen in zwei verschiedenen Formen an, und zwar die sogenannten Stuhlschienen, Fig. 216 u. 217, so genannt, weil sie ihre Befestigung auf den hölzernen Querschwellen vermittelst gußeiserner Stühle erhalten, und die breitbasigen Schienen, Fig. 218, zuweilen auch nach Ch. Vignoles benannt, welcher diese zuerst in Amerika auf Langschwellen angewandte

Fig. 216. Fig. 217. Fig. 218. Fig. 219.









Schiene in Europa einführte. Diese Schienen werden in der Regel mit ihrer Basis direct auf den Querschwellen durch Nägel oder Schrauben befestigt. Eine andere, von Brunel angegebene Schiene, die sogenannte Brückenschiene, Fig. 219, welche zuerst ebenfalls für Langschwellen bemessen war, findet wegen der nicht sehr vollkommenen Verwendung des Materials nur geringere Anwendung, etwa für sehr große Belastungen. Hinsichtlich der mannichfachen sonstigen Profilformen sowie in Bezug auf die aus zwei oder drei Theilen zusammengesetzten Schienen muß auf die specielleren Schriften*) verwiesen werden.

Das gewöhnliche Schienenprofil der Locomotivbahnen hat eine Höhe von etwa 130 mm, eine Stärke im Stege oder der Mittelrippe von 13 mm und eine Breite der Fußplatte von 100 bis 110 mm. Dem Kopfe, welcher der größeren Dauer wegen von feinkörnigem hartem Eisen oder von Stahl gemacht wird, giebt man eine Breite von ungefähr 60 mm, und wölbt die obere Lauffläche nach einem Kreisbogen von circa 200 mm ab. Die Gewichte der Schienen schwanken etwa zwischen 35 und 40 kg pro laufenden Meter, die Länge jeder Schiene zwischen 6,5 und 7 m. Die Belastung der Schienen in einem Punkte soll 140 Centner nicht übersteigen. Nach den von Winkler hierüber gemachten Angaben kann man etwa annehmen (Fig. 220):

$$b = 0{,}85\,h,\quad d = 0{,}113\,h,\quad \delta = 0{,}6\,d \quad \text{und} \quad \delta' = 1{,}9\,\delta.$$

Fig. 220.

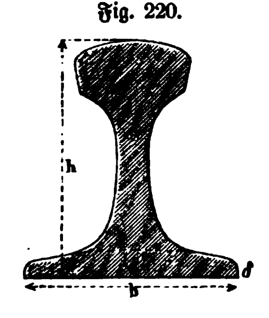
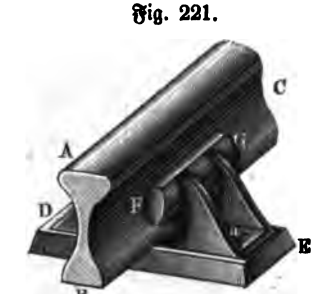


Fig. 221.



Die Befestigung der Schienen auf der Unterlage geschieht in verschiedener Art, und man kann danach unterscheiden:

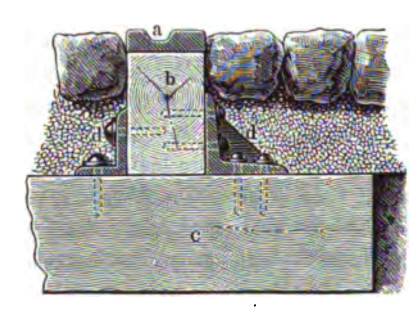
1. Das englische oder Stuhlsystem mit Unterstützung der Schienen vermittelst der Schienenstühle auf einzelnen Querschwellen oder auf Steinwürfeln. Die Form der Schienenstühle ist sehr mannichfaltig, der Hauptsache nach aber besteht jeder Stuhl aus einer Fußplatte DE, Fig. 221, mit

*) Handbuch der speciellen Eisenbahntechnik von H. v. Waldegg, Bd. I, S. 173 u. f.

zwei durch Rippen verstärkten Platten, zwischen welche die Schiene *ABC* zu liegen kommt. Die Befestigung des Stuhles auf der Schwelle geschieht durch Holzschrauben oder Nägel *a*, bei Steinwürfeln auch durch Mutterschrauben, während die Befestigung der Schiene im Stuhle durch einen Keil aus hartem trockenem Holze *FG* bewirkt wird. Die Stühle für die Stoßstellen, wo zwei Schienenenden zusammenstoßen, werden etwas breiter gehalten, als die Zwischenstühle.

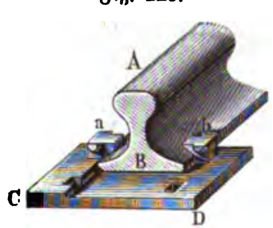
2. Das amerikanische oder Langschwellensystem, bei welchem die breitbasigen Schienen ihrer ganzen Länge nach durch Langhölzer unterstützt sind, mit denen sie durch Hakennägel verbunden werden. Dieses System hat sich wenig zuverlässig gezeigt und ist für Locomotivbahnen so gut wie nicht mehr, wohl aber für Straßenbahnen in Gebrauch, wie Fig. 222 zeigt, welche die bei der Hamburger Pferdebahn angewendete Anordnung vorstellt. Hier ist *a* die Spurschiene, *b* die Langschwelle und *c* eine der Querschwellen, welche zur Erhaltung der Spurweite nicht ganz zu umgehen sind. Die eisernen Winkel *d* vermitteln die Verbindung der Lang- und Querschwellen.

Fig. 222.



3. Das deutsche System mit breitbasigen Schienen und Unterstützung durch Querschwellen oder Steinwürfel. Dieses System hat sich in Deutschland vorwiegend eingebürgert. Hierbei werden die Schienen entweder direct auf die Schwellen gelegt und mit Hakennägeln befestigt, oder man wendet, namentlich an den Stößen, besondere gewalzte Unterlagsplatten, wie in Fig. 223, an, obwohl nach den Vereinbarungen der deutschen Eisenbahnverwaltungen (Dresden, 1865) bei einer kräftigen Laschenverbindung (s. unten) und zweckmäßig geformtem Schienenkopfe das Weglassen der Unterlagsplatten in geraden Linien und in Curven von großem Halbmesser zulässig ist. Die aus Eichen-, Nadel- oder Buchenholz gefertigten, durch Imprägniren mit antiseptisch wirkenden Stoffen vor schneller Fäulniß geschützten Querschwellen haben eine Länge von 2,40 bis 2,60 m und meist rechteckigen, zuweilen auch segmentförmigen oder dreieckigen Querschnitt von 0,230 bis 0,350 m Breite und 0,150 bis 0,180 m

Fig. 223.



Dicke. Die Fig. 224 zeigt in *C, D, E* drei verschiedene Schwellen, in *F* die Laschen zur Schienenverbindung und in *c, d, e* die Hakennägel.

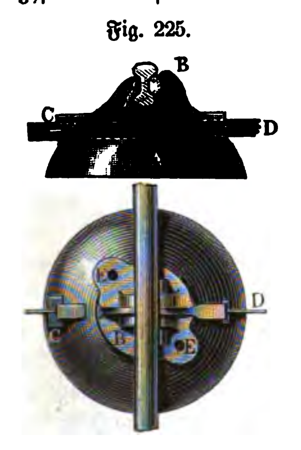
Fig. 224.



4. Das System des ganz eisernen Oberbaues, bei welchem Holz gänzlich vermieden ist, und bei welchem die Unterstützung sowohl durch Lang- als durch Querschwellen oder durch vereinzelte Eisenunterlagen geschehen kann. Dieses System, in neuerer Zeit in Folge der hohen Holzpreise vielfach versucht, verspricht für die Zukunft von großer Bedeutung für das gesammte Eisenbahnwesen zu werden, indem die mit einzelnen Constructionen bis jetzt gemachten Erfahrungen entschiedene Vorzüge gegen die älteren Systeme sowohl in Betreff der Sicherheit und Dauer als auch des Kostenpunktes erkennen lassen. Von diesen Systemen seien hier nur einige der hauptsächlich in Anwendung gekommenen angeführt.

Bei dem System Greave, welches außer in England namentlich in Egypten und Ostindien Verwendung gefunden hat, ruht jede etwa 6 m lange Schiene auf sieben gußeisernen Schalen oder Calotten *A*, Fig. 225, welche oberhalb mit angegossenen Schienenstühlen *B* versehen sind. Das durch den Keil *C* befestigte Flacheisen *D* dient zur Querverbindung zweier gegenüberliegenden Calotten. Ihre feste Lage erhalten die letzteren durch das sie umgebende Kies- oder Schottermaterial, welches auch durch die beiden Löcher *E* fest in das Innere der Glocken eingestampft wird. Hiervon unterscheidet sich das Griffin'sche System hauptsächlich durch die verbesserte Form der oval im Grundrisse gemachten Schalen.

Fig. 225.

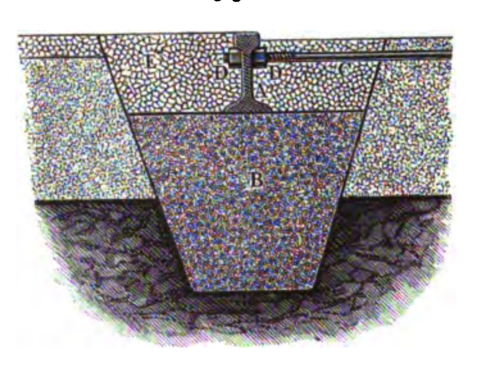


Während man in Frankreich die hölzernen Querschwellen durch solche aus gewalztem Eisen von trapezförmigem (Vautherin) oder umgekehrt rinnenförmigen (Le Crenier) Querschnitte

ersetzt hat, ist in Deutschland mehrfach das System der Langschwellen verwendet worden, welches bei Anwendung von Eisen sich von den Nachtheilen frei gezeigt hat, die dem Oberbausystem mit hölzernen Langschwellen anhaften.

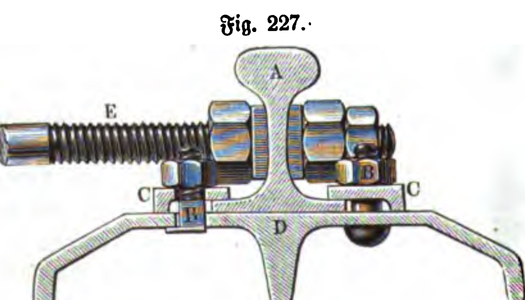
Bei dem Hartwich'schen Systeme ist der beabsichtigte Zweck einfach dadurch erreicht, daß die Schiene eine größere Höhe erhalten hat, wodurch die auf die Schiene drückende Belastung jedes Rades auf eine genügend große Fläche der Basis vertheilt wird, um eine sichere Lagerung zu erlangen. Aus Fig. 226 läßt sich diese Anordnung erkennen. Die doppelt T förmige Schiene A von ursprünglich 288 mm Höhe ruht mit ihrer Basis von gewöhnlicher Breite (125 mm) auf der festgestampften und gewalzten Kiesbettung B, welche in den vorher ausgehobenen trapezförmigen Graben gebracht ist. Durch die Queranker C läßt sich mit Hülfe der Muttern D die genaue Spurweite herstellen, worauf die Kiesfüllung E eingebracht werden kann. Die hiermit gemachten Versuche (Eifelbahn) ergaben sehr günstige Resultate und zeigten, daß die Höhe der Schiene noch wesentlich (210 mm) reducirt werden konnte, um die Kosten zu verringern.

Fig. 226.



Von den bisher bekannt gewordenen Systemen scheint das Hilf'sche das vorzüglichste zu sein, und es ist dasselbe auch bereits auf größeren Strecken (Moselbahn) zur Verwendung gekommen.

Fig. 227.



Hierbei ist die Schiene A, Fig. 227, von 6 m Länge und 108 mm Höhe durch Schraubenbolzen B und Unterlagsplättchen C auf die gewalzten Langschwellen D von dem aus der Figur ersichtlichen trapezförmigen Querschnitte mit Mittelrippe geschraubt. Die Art der Querverbindungen E,

von denen auf jede Schiene zwei kommen, ist aus der Figur zu erkennen. Die Schwellen werden vollständig in den Kies eingebettet. Die Fahrschienen *A*, welche durch kräftige Laschen mit einander verbunden sind, haben nur ein Gewicht von 24,7 kg per Meter, wodurch die Kosten der Erneuerung schadhaft gewordener Schienen entsprechend gering werden. Die Langschwellen haben bei 300 mm Breite eine Eisenstärke von 8 mm, und es beträgt das Gewicht des vollständigen Oberbaues pro ein Meter Geleise 115 kg.

In Betreff sonstiger Systeme sowie hinsichtlich der Details muß auf unsere Quelle*) verwiesen werden.

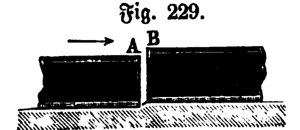
§. 58.

Schienenverbindungen. Bei jeder Schienenbahn ist auf die sogenannten Stoßverbindungen, d. h. die Vereinigung zweier benachbarten Schienen, besondere Sorgfalt zu verwenden, da diese Stellen immer die verhältnißmäßig schwächsten im Schienenstrange sind. Da wegen der durch Temperaturschwankungen veranlaßten Längenänderung der Schienen zwischen den Enden derselben für gewöhnlich ein geringer Zwischenraum vorhanden ist, so wird ein über diese Stelle fahrendes Rad einer gewissen Stoßwirkung ausgesetzt sein. Um dieselbe zu vermindern, hat man früher eine schräge Ueberplattung der Schienen nach Fig. 228 versucht, ist aber ganz davon zurückgekommen wegen der schnellen Verdrückung der schwächlichen Spitzen. Man wendet daher jetzt allgemein eine zur Schienenlänge senkrechte End-

Fig. 228.



Fig. 229.

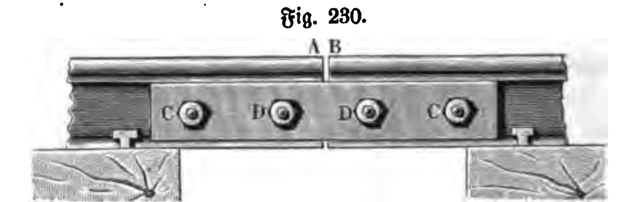


begrenzung an. Die erwähnte durch den Zwischenraum bedingte Stoßwirkung wird wesentlich dadurch vergrößert, daß bei dem Ueberfahren eines Rades das hintere Schienenende *A*, Fig. 229, sich durch die Last in die Unterlage etwas einsenkt, während die Kante *B* in ihrer höheren Lage verbleibt. Die hierdurch entstehende Stoßwirkung wird um so größer, je größer die Senkung des Endes *A* ist, und es lag daher nahe, diese Senkung dadurch möglichst herabzuziehen, daß man die Stoßstelle durch einen Schienenstuhl und eine Querschwelle, die sogenannte Stoßschwelle, unterstützte. Eine solche Stoßverbindung, wie sie früher, ehe man die Laschen anwandte, allgemein war, heißt wohl ein fester oder ruhender Stoß, im Gegensatze zu dem schwebenden Stoße, welcher zwischen zwei Schwellen angebracht wird. Denkt man sich nämlich die beiden Schienenenden *A* und *B*, Fig. 230 (a. f. S.), mit einander durch beiderseits gegen die Mittelrippe

*) H. v. Waldegg, Handbuch der Eisenbahntechnik. Bd. I.

gelegte Flacheisen C mit Hülfe der Schraubenbolzen D zu einem festen Gestänge vereinigt, so wird bei einer Durchbiegung des Schienenendes A auch

Fig. 230.



das andere B mitgenommen, wodurch die gedachte Erschütterung des Rades geringer wird. Auch hat die Erfahrung gezeigt, daß in diesem Falle ein viel sanfteres und angenehmeres Fahren erreicht wird, wenn die Stöße nicht über den Querschwellen, sondern in den Zwischenräumen zwischen zwei solchen angeordnet werden. In Folge dessen hat man bei dem Querschwellensystem fast allgemein den schwebenden Stoß angenommen, nur erfordert derselbe, wie aus der obigen Betrachtung folgt, eine kräftige Laschenverbindung, auch pflegt man die dem Stoße zu beiden Seiten zunächst liegenden Schwellen einander näher zu legen, als die anderen Mittelschwellen.

Wenn man die Stöße der beiden ein Geleise bildenden Schienen in derselben Ebene anordnet, so wird die mit dem Schienenstoße unvermeidliche Erschütterung zu gleicher Zeit beide Räder jeder Axe treffen, während bei einer Versetzung der Stöße gegen einander die Erschütterungen in regelmäßiger Abwechselung bald auf das eine, bald das andere Rad übertragen werden, wodurch die Wagen einen viel unruhigeren schwankenderen Gang erhalten, als im ersteren Falle. Man ordnet daher die Stoßverbindungen der beiden Schienen eines Geleises in geraden Geleisstrecken immer einander normal gegenüber an.

Eine auf Querschwellen ruhende Schiene wird durch die darüber fahrenden Lasten wie ein continuirlicher, d. h. auf mehreren Stützen liegender Träger beansprucht und wäre auch die Festigkeit der Schiene nach den dafür in Thl. I, §. 246 angegebenen Regeln zu bestimmen. Eine ausführliche derartige Ermittelung, welche für jede Aenderung in der Vertheilung der Drucke, d. h. in den Radständen eine andere wird, würde hier zu weit führen, es sei hier nur bemerkt, daß das größte Bruchmoment*), welches die Schiene überhaupt beanspruchen kann, in der Mitte zwischen zwei Schwellen vorkommt und die Größe $M = 0,189\, Q\, l$ hat, wenn l die Entfernung zweier Schwellen und Q den Druck eines Rades bedeutet. Der Druck Q soll vorschriftsmäßig den Werth 6500 kg nicht übersteigen und die Ent-

*) S. Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau. 1. Heft, 2. Aufl.

fernung der Schwellen kann man für gewöhnlich zu 0,9 bis 1 m annehmen. Die Schiene wird aber außer durch das Gewicht Q des Rades auch durch die Centrifugalkraft noch besonders belastet, welche dadurch rege gemacht wird, daß die Schiene zwischen zwei Schwellen sich nach einem gewissen Krümmungsradius r durchbiegt, und das Rad mit der Geschwindigkeit v des Zuges diese gekrümmte Bahn durchläuft. Nach Thl. I findet man den Krümmungshalbmesser r der elastischen Durchbiegung durch

$$M = \frac{WE}{r},$$

unter W das Trägheitsmoment des Querschnittes und unter E den Elasticitätsmodul des Materials verstanden. Da nun die Centrifugalkraft C des Gewichtes Q bei der Geschwindigkeit v durch

$$C = \frac{Q}{g}\frac{v^2}{r}$$

gegeben ist, so hat man im vorliegenden Falle

$$C = \frac{Q}{g}\frac{M}{WE}v^2,$$

unter M das Bruchmoment verstanden, für welches im Maximo der Werth

$$M = 0{,}189\,(Q + C)\,l$$

zu setzen ist. Man findet daher aus

$$M = 0{,}189\left(Q + \frac{Q}{g}\frac{M}{WE}v^2\right)l$$

das Bruchmoment

$$M_{max} = \frac{0{,}189\,Ql}{1 - 0{,}189\,\dfrac{Ql}{WE}\dfrac{v^2}{g}},$$

woraus leicht zu erkennen ist, daß bei größerer Geschwindigkeit v die Centrifugalkraft das Angriffsmoment nicht unwesentlich erhöht. Ist nun M_{max} bestimmt, so läßt sich aus der bekannten Grundformel $M = k\dfrac{W}{e}$ das erforderliche Trägheitsmoment W des Schienenprofils finden und demgemäß die Profilform selbst ermitteln. Als zulässige Spannung k kann man nach Winkler für Schmiedeeisenschienen 7,5 kg und für Stahlschienen 10 kg annehmen.

Auf die Schienen wirken außerdem noch Kräfte, welche eine Verschiebung der Schienen nach deren Länge und Breite, sowie ein Umkanten anstreben.

Es ist eine durch die Erfahrung festgestellte Thatsache, daß sich die Schienen bei solchen Geleisen, welche stets nur in einer Richtung befahren wer-

den, in der Richtung der Bewegung verschieben, während bei eingleisigen Bahnen, bei welchen die Richtung der Bewegung abwechselt, eine solche Tendenz zur Längenverschiebung weniger wahrnehmbar ist. Man verhindert eine solche Verschiebung in der Regel durch Einklinkungen, die man der Basis jeder Schiene über einer Querschwelle giebt, so daß die Schäfte der Nägel in diese Einklinkungen oder Einschnitte zum Theil eintreten.

Der Grund einer solchen Längenverschiebung ist in dem Widerstande zu suchen, welcher sich der Umdrehung der Wagenräder auf den Schienen entgegensetzt. Bezeichnet Q den Druck eines Rades auf die Schiene und φ den Coefficienten der wälzenden Reibung zwischen Rad und Schiene ($\varphi = 0{,}5$, wenn der Halbmesser in Millimetern gegeben ist), so ist der am Radumfange dem Wälzen sich entgegensetzende Widerstand durch φQ gegeben, und daher wird die Schiene mit einer ebenso großen Kraft in der Richtung der Bewegung auf Verschiebung beansprucht. Wenn aber ein Bremsen des Rades stattfindet, so kann dieser Zug beim Gleiten des Rades den Werth μQ erreichen, wenn μ den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen Rad und Schiene ($\mu = 0{,}25$) bedeutet. Man findet daher namentlich auf geneigten Strecken, wo der thalwärts fahrende Zug gebremst wird, eine ausgesprochene Tendenz der Schienen, sich abwärts zu verschieben, welche hier noch durch das Eigengewicht der Schienen befördert wird. Die Triebräder der Locomotive dagegen sind, wie leicht erklärlich ist, bestrebt, die Schienen mit einer der Zugkraft der Locomotive gleichen Kraft in einer der Bewegung entgegengesetzten Richtung zu verschieben. Es ist auch deutlich, daß in dem Falle, in welchem nur die Locomotivräder, die Wagenräder aber nicht gebremst würden, die letzteren jetzt also gewissermaßen treibend wirken, das Verhältniß sich umkehrt, indem die Locomotivräder in der Bewegungsrichtung des Zuges, die Wagenräder aber in der entgegengesetzten auf die Schienen wirken.

Auf eine Seitenverschiebung der Schienen bezw. ein Umkanten derselben wirken mancherlei Umstände, wie z. B. der Winddruck, die Centrifugalkraft in Curven und Unregelmäßigkeiten des Geleises. Eine seitliche, den Wagen ergreifende Kraft kann sich in zweifacher Art auf die Schienen übertragen, nämlich entweder durch die gleitende Reibung, welche bei einer seitlichen Verschiebung der Räder zwischen diesen und den Schienen eintritt, oder durch die Einwirkung der Spurkränze gegen den Rand des Schienenkopfes. Die erstere Wirkung kann, unter Q wieder den Raddruck verstanden, den Werth $\mu Q = 0{,}25\, Q$ erreichen, während die Wirksamkeit des Spurkranzes viel größere, zuweilen bis zu zwei Drittel des Druckes einer Axe und noch darüber gehende Werthe annehmen kann. Diese Wirkung des Spurkranzes kann selbstredend nur nach außen, also auf Erweiterung des Schienengeleises

wirken, während die mittelst der Reibung übertragene Kraft nach beiden Seiten gerichtet sein kann.

Diesen seitlichen Einwirkungen zu widerstehen, müssen die Hakennägel die entsprechende Widerstandsfähigkeit ihrem Herausreißen entgegensetzen, welche Widerstandsfähigkeit man erfahrungsgemäß der im Holze steckenden Anhaftungsfläche der Nägel proportional setzen darf*). Einem Verschieben der Schiene wirkt auch schon die Reibung mit einem Betrage $(\mu + \mu_1)\,Q$ entgegen, wenn unter μ_1 der Reibungscoefficient zwischen der Schiene und Schwelle $(\mu_1 = 0{,}5)$ verstanden wird. Bei einer Verschiebung einer Schiene durch eine auf die Axe wirkende Seitenkraft muß nämlich nicht nur die Reibung zwischen dieser Schiene und ihrer Unterlage, sondern auch die gleitende Reibung überwunden werden, welche das auf der anderen Schiene laufende, gleichfalls mit Q drückende Rad findet. Näheres über die Festigkeit der Schienen und der Verbindungen siehe in Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau, Heft 1, und in dem mehrfach angegebenen Handbuche von H. v. Waldegg, Bd. I.

Geleise. Die aus zwei parallelen Schienensträngen gebildete Fahrbahn nennt man ein Geleise und man unterscheidet nach der Anzahl derselben neben einander ein- und zweigeleisige Bahnen. Bei den letzteren wird in der Regel ausschließlich das eine für die Hinfahrt, das andere für die Rückfahrt benutzt. Die Entfernung der beiden Schienen von einander, oder die Spurweite ist bei den europäischen, mit Ausnahme der russischen und einiger englischen Bahnen übereinstimmend zu 1,5 m von Mitte zu Mitte Schiene oder bei einer Schienenkopfbreite von 65 mm zu 1,435 m im Lichten angenommen. Die russischen und amerikanischen Bahnen haben eine größere Spurweite. Die Befestigung der Schienen auf den Schwellen ist bereits besprochen worden, und es sind die Schwellen derartig in das Bettungsmaterial des Bahnkörpers (Planums) eingelegt, daß eine Verschiebung durch die Widerstandsfähigkeit des Bodens verhindert wird. Es ist auch bereits angegeben, daß bei der Befestigung der Schienen auf den Schwellen auf die durch Temperaturverschiedenheiten hervorgerufenen Längenänderungen Rücksicht genommen werden muß. Aus diesem Grunde pflegt man die etwa 6 m langen Schienen so zu verlegen, daß zwischen ihren Enden ein Zwischenraum verbleibt, welcher wenigstens 5 mm im Ganzen oder 1 mm pro Meter Schienenlänge beträgt, wenn die Verlegung bei Frostwetter, und §. 59.

---

*) Näheres hierüber siehe in Zeitschr. des hannov. Arch.- u. Ing.-Vereins, Jahrgang 1856; v. Kaven, Dimensionen von Schrauben und Nägeln ꝛc. und Ebend. Jahrgang 1860; Funk, Haltkraft der Schienennägel; s. auch Karmarsch, Mech. Technologie.

2,5 mm, wenn die Verlegung bei heißem Wetter geschieht. Um den Schienen die entsprechende Längenveränderung zu gestatten, pflegt man die Bolzenlöcher für die Laschenschrauben entsprechend oval oder länglich zu machen.

In hügeligem oder bergigem Terrain ist es nicht möglich, die Bahn in allen Theilen horizontal oder unter gleicher Neigung gegen den Horizont zu führen, es werden vielmehr aus Rücksicht auf den Kostenpunkt bei Herstellung der Bahn in derselben vielfach Strecken von verschiedenen Neigungen auf einander folgen. Das relative Gefälle geneigter Bahnstrecken nimmt man bei Eisenbahnen immer viel geringer als bei gewöhnlichen Straßen, und es soll nach den darüber geltenden Vereinbarungen das Steigungsverhältniß in der Regel nicht größer sein als

$^1/_{200}$ im flachem Lande,

$^1/_{100}$ im Hügellande und

$^1/_{40}$ im Gebirge.

Wenn zwei Bahnstrecken von verschiedener Neigung an einander stoßen, so läßt man die eine in die andere nach einer passenden Uebergangscurve, etwa nach einem Kreisbogen von 5000 bis 10000 m Halbmesser übergehen. Ohne diese Vorsicht würde im Vereinigungspunkte der beiden verschieden geneigten Geleisstrecken ein Knick entstehen, welcher mancherlei Uebelstände im Gefolge haben könnte, z. B. würde bei einem dreiaxigen Fahrzeuge die mittlere Axe über diesem Knickpunkte in unzulässiger Weise belastet oder entlastet werden können, je nachdem die Bahn in jenem Uebergangspunkte nach oben convex oder concav ist.

Nur in den seltensten Fällen und etwa nur bei sehr geringer Länge der Bahn wird man dieselbe durchaus geradlinig ausführen können. Die Terrainverhältnisse werden fast immer zur Anwendung einzelner gekrümmter Strecken nöthigen, welche unter sich und mit geraden Strecken abwechseln. Da in solchen gekrümmten Strecken der Einfluß der Centrifugalkraft bei der meist beträchtlichen Fahrgeschwindigkeit v um so bedeutender wird, je schärfer die Krümmung, d. h. je kleiner der Halbmesser r der durchfahrenen Curve ist, so darf man mit der Größe dieses Halbmessers nicht unter ein bestimmtes Maß herabgehen. Nach den hierüber geltenden Vereinbarungen der deutschen Eisenbahnverwaltungen soll der Krümmungshalbmesser der Curven wo möglich nicht kleiner sein als:

1100 m im flachen Lande,

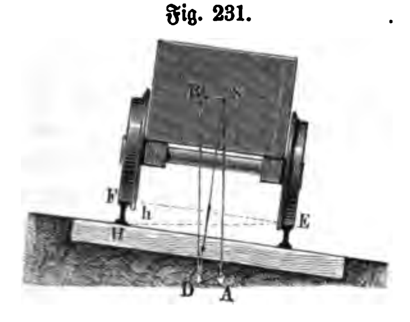
600 m im Hügellande und

300 m im Gebirge.

Wegen der in Geleiscurven auftretenden Centrifugalkraft, welche die Wagen nach außen umzustürzen strebt, ist es allgemein gebräuchlich, den

äußeren Schienenstrang höher zu legen als den inneren. Die Wirkung dieser **Ueberhöhung** und deren erforderliche Größe erkennt man aus Folgendem. Wenn in dem Schwerpunkte S, Fig. 231, eines Wagens das Eigengewicht $SA = Q$ vertical abwärts und die Centrifugalkraft $C = SB$ horizontal wirkend gedacht wird, so erhält man in der Diagonale $SD = P$ die Mittelkraft dieser beiden den Wagen ergreifenden Kräfte. Die Ueberhöhung der äußeren Schiene F über die innere E hat nun den Zweck, in der durch E und F gelegten Ebene eine Stützfläche zu erhalten, auf welcher die besagte Mittelkraft P senkrecht steht. Um die hierzu erforderliche Ueberhöhung h des Schienenkopfes F über die durch E gelegte Horizontalebene EH zu berechnen, sei $b = EF$ die Entfernung der Schienen von Mitte zu Mitte, so ist die geforderte Bedingung an die Gleichheit der Winkel BDS und FEH gleich α geknüpft, d. h. man hat

Fig. 231.



$$h : b = SB : SA = C : Q.$$

Nun bestimmt sich die Centrifugalkraft C bei einer Geschwindigkeit v des Wagens und einem Krümmungshalbmesser r der Bahncurve zu

$$C = Q \frac{v^2}{rg},$$

daher wird

$$h : b = C : Q = \frac{v^2}{rg} : 1,$$

oder

$$h = b \frac{v^2}{rg}.$$

Diese Ueberhöhung wächst also mit der Geschwindigkeit der Züge, und man legt bei ihrer Bestimmung die Geschwindigkeit der Schnellzüge zu Grunde. So findet man bei einer Geschwindigkeit $v = 17{,}5$ m (8,4 Meilen pro Stunde)

$$h = \frac{46{,}8}{r}.$$

Dementsprechend bestimmt man auf französischen Bahnen die Ueberhöhung nach der Formel:

$$h = \frac{45}{r},$$

wonach man bei einem Radius von $r = 300$ m

$$h = 150 \text{ mm}$$

erhält.

Da die Länge des äußeren Schienenstranges in Curven größer ist, als die des inneren, so müßte ein gewisses Gleiten der auf ihren Axen stets undrehbar befestigten Räder auf den Schienen eintreten, wenn die Radkränze cylindrisch begrenzt wären. Dieses Gleiten zu vermeiden, führt man die Radkränze immer in der Form abgestumpfter Kegel aus (s. unten), deren größere Basis sich an den im Innern des Geleises laufenden Spurkranz anschließt. Denkt man sich gleichzeitig zwischen den Spurkränzen und den inneren Schienenkanten einen gewissen Spielraum, so ersieht man, wie der Wagen in Curven durch die Centrifugalkraft eine gewisse seitliche Verschiebung nach außen annehmen wird, so daß nun das außen gehende Rad mit einem größeren Halbmesser auf der Schiene rollt, als das innere. In Folge dessen wird ein aus der verschiedenen Länge der Schienen hervorgerufenes theilweises Gleiten nicht oder nur in geringerem Maße auftreten, so lange wenigstens, als die Radkränze nicht durch den Gebrauch ihre correcte Form verloren haben, und Rillen darin eingelaufen sind, welche sich der seitlichen Verschiebung und der hier gedachten Wirkung entgegensetzen.

Gleichzeitig mit der Ueberhöhung der äußeren Schiene pflegt man in Curven auch eine Spurerweiterung vorzunehmen, welche um so größer ausfällt, je kleiner der Krümmungsradius ist. Die verschiedenen Bahnverwaltungen pflegen hierfür verschiedene Beträge anzunehmen, beispielsweise schwankt die Erweiterung bei Krümmungshalbmessern von 300 m bei verschiedenen Bahnen zwischen 5 mm und 21 mm; in Weichencurven steigt sie bis zu 30 mm. Eine solche Spurerweiterung hat den Zweck, die vorgedachte seitliche Verschiebung der Wagen in Curven zu ermöglichen, wodurch die conische Form der Radkränze zur Wirkung gelangt. Hauptsächlich aber ist eine Spurerweiterung nöthig wegen der Verwendung von sechsrädrigen Fuhrwerken, namentlich von Locomotiven mit drei gekuppelten Axen, da bei solchen ohne eine genügende Spurerweiterung, wie man aus einer einfachen Zeichnung ersieht, in scharfen Krümmungen ein Andrängen der Spurkränze gegen die Schienenköpfe eintritt und zwar wird auf der äußeren Seite das Vorder- und das Hinterrad und auf der inneren Seite das Mittelrad die Schienenkante streifen. Im Ganzen ist aber die Spurerweiterung wegen der damit verknüpften Nachtheile auf das möglich geringste Maß zu beschränken.

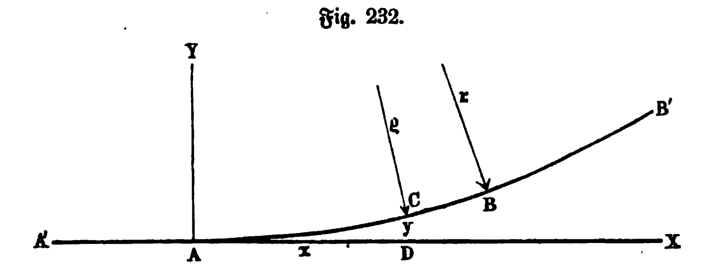
Wenn der Uebergang aus einer geraden Geleisstrecke in eine Curve sehr schnell, d. h. auf einer geringen Länge erfolgen würde, so müßte auch die Erhöhung der äußeren Schiene über die andere, welche in der geraden Strecke Null ist, sehr schnell den in der Curve erforderlichen Werth an-

nehmen, wodurch der ganze Wagen plötzlich in für die Fahrenden sehr unangenehmer Art eine Lagenveränderung annehmen müßte. Um dies zu vermeiden, läßt man diesen Uebergang sehr allmälig geschehen, so zwar, daß die Neigung der windschiefen Fläche, in welcher die Schienenoberkante zwischen der geraden Strecke und der Curve gelegen ist, nur den geringen Betrag von etwa 0,001 bis 0,003 hat. Bezeichnet h die nach dem Vorstehenden ermittelte Ueberhöhung und v das Steigungsverhältniß für die Uebergangsstrecke, so ergiebt sich deren Länge l aus $lv = h$.

Man ordnete früher vielfach diese Uebergangsstrecke in der geraden Bahn an, so daß die Curve schon in ihrem Anfangspunkte die volle Ueberhöhung h der äußeren Schiene erhielt, eine Anordnung, welche deswegen eine richtige nicht genannt werden kann, weil dabei schon das letzte Stück l der geraden Strecke eine allmälig von 0 auf h zunehmende Ueberhöhung erhält, während doch in allen geraden Strecken die Schienen in gleicher Höhe liegen sollen. Es empfiehlt sich daher vielmehr, zwischen die eigentliche etwa kreisförmige Curve und die gerade Strecke eine Uebergangscurve mit tangentialen Anschlüssen von solcher Form zu legen, daß ihr Krümmungshalbmesser in jedem Punkte der daselbst vorhandenen Ueberhöhung entspricht.

Die Gleichung dieser Uebergangscurve kann in folgender Weise*) entwickelt werden. Sei A, Fig. 232, der Endpunkt der geraden Strecke AA' als Anfangspunkt rechtwinkeliger Coordinaten x, y gewählt und sei B der Anfangspunkt der nach dem Krümmungshalbmesser r gekrümmten, etwa kreisförmigen Curve BB',

Fig. 232.



so daß ACB die Uebergangscurve ist. In einem beliebigen Punkte C derselben mit den Ordinaten $AD = x$ und $DC = y$, für welchen der Krümmungshalbmesser ϱ sein soll, muß die Ueberhöhung nach Vorstehendem $e = b\,\frac{v^2}{\varrho\, g}$ betragen, wenn b wieder die Spurweite bedeutet. Man kann genügend genau $AC = AD = x$

*) S. Couche, Voie matériel roulant et exploitation technique des chemins de fer. Paris. Dunod.

setzen, und folglich hat man, unter ν wieder das Steigungsverhältniß der Uebergangscurve verstanden, $\nu x = s$, so daß man durch Gleichsetzung erhält

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{g\nu}{b v^2} x.$$

Setzt man nun für den Werth

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}}{\left[1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2\right]^{3/2}}$$

wegen der geringen Abweichung der Curve von der Abscissenaxe

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2},$$

so erhält man aus

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{g\nu}{b v^2} x$$

durch Integration für die Uebergangscurve die Gleichung einer cubischen Parabel

$$y = \frac{g\nu}{6 b v^2} x^3,$$

woraus man unter Annahme bestimmter Werthe für ν und v die Curve bestimmen kann.

§. 60. **Unterbau.** Die Schwellen mit den Bahnschienen und ihren Verbindungstheilen machen den sogenannten Oberbau einer Eisenbahn aus, wogegen die Bettung der Schwellen sammt den dazu nöthigen Dämmen, Einschnitten, Durchlässen u. s. w. den Unterbau einer Schienenbahn bilden. Die Dämme, auf welche die Schwellen zu liegen kommen, haben, je nachdem sie für Bahnen mit einem einfachen Geleise oder für solche mit Doppelgeleisen bestimmt sind, eine Kronenbreite von etwa 4 m oder eine solche von etwa 8 m bei einer Entfernung der Geleismitten von 3,5 bis 4 m von einander. Die Böschung der Dämme ist gewöhnlich $1^1/_2$- bis 2 füßig, d. h. das Verhältniß der Basis zur Höhe ist gleich $1^1/_2$ bis 2. Zum Abziehen des Wassers sind nicht allein Gräben zu beiden Seiten des Dammes geführt, sondern es werden wohl auch Canäle durch den Damm selbst gelegt. In Fig. 233 ist das Querprofil eines gewöhnlichen Eisenbahndammes abgebildet. A, A sind die Seitengräben, C ist eine Anzucht oder ein bedecktes Steingerinne im Dammkörper, DD ist die aus grobem Sande oder Gerölle oder kleinen Steinstücken bestehende Unterbettung der Schwellen, E und F sind die Querschwellen mit den Schienen e, e und f, f.

Zieht sich die Eisenbahn an einem Gehänge hin, oder überschreitet dieselbe Schluchten oder andere kleine Vertiefungen, so hat man zum Abführen des Wassers sogenannte Durchlässe quer durch den Dammkörper hindurch zu führen. Bei niedrigen Dämmen sind die Durchlässe in die Dammkrone eingeschnitten, und heißen dann Schienendurchlässe; die Durchlässe

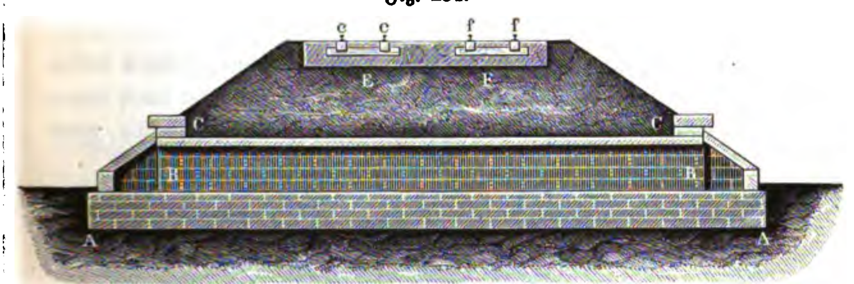
höherer Dämme hingegen liegen vollständig im Dammkörper. Sie sind entweder Röhren- oder Platten- oder Brückendurchlässe. Im ersten Falle

Fig. 233.



bestehen sie aus eisernen oder steinernen Röhren, im zweiten sind sie mit Steinplatten bedeckt und im dritten Falle sind sie überwölbt. Das Querprofil eines Dammes mit einem Plattendurchlaß zeigt Fig. 234. Es ist hier AA die Grundmauer, BB die eine Seitenmauer und CC die aus

Fig. 234.



Steinplatten bestehende Decke des höchstens 1 m breiten Durchlasses; auch sieht man über E und F die neben einander liegenden Querschwellen mit den Schienen e, e und f, f.

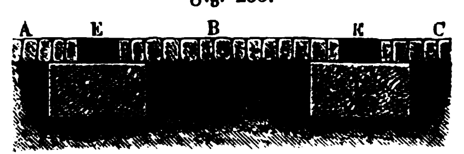
Bei Ueberschreitung eines Baches oder Flusses ist natürlich die Eisenbahn auf eine Brücke zu legen. Wenn es geht, so legt man die Bahnlinie in gerader Linie rechtwinkelig gegen die Stromrichtung; nicht selten ist man jedoch auch genöthigt, die Eisenbahnbrücke schief oder wohl gar in einer Curve über ein fließendes Wasser zu führen. Hinsichtlich der Brücken s. Thl. II.

Um die Beaufsichtigung einer Eisenbahn nicht zu erschweren und den Verkehr nicht zu hindern, überschreitet man Wege und Straßen nicht gern im Niveau der Bahnlinie, sondern führt die Bahn lieber über oder unter anderen Wegen weg. Auf den preußischen Bahnen rechnet man bei Unterführung eines Feldweges für die hierzu nöthige Eisenbahnbrücke 3,77 m Breite und eben so viel Höhe, und bei Unterführung einer Chaussee 5,65 bis 7,54 m Brückenbreite und 4,71 bis 5,02 m Höhe. Bei Ueber-

führung einer Straße ist die Regel zu befolgen, daß die freie lichte Höhe längs der ganzen Bahnbreite mindestens 4,7 m betragen soll.

In Fig. 235 ist die Ueberführung einer Straße im Niveau der Eisenbahn abgebildet. Es ist *ABC* die zu diesem Zwecke gepflasterte Fahrstraße,

Fig. 235.

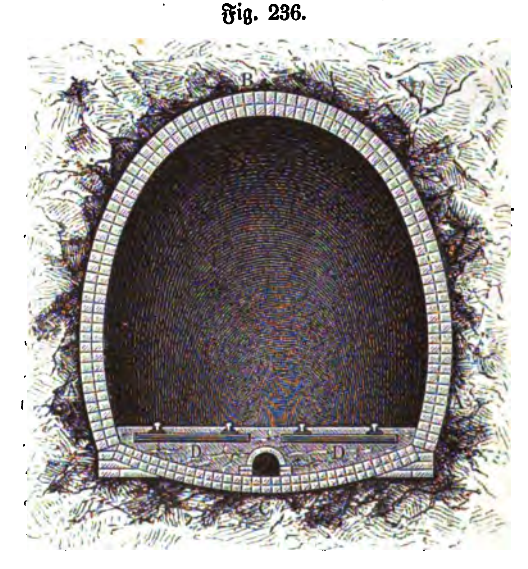


und es sind *D, D* die Tragsteine für die Stühle, auf welchen die Schienen *E, E* ruhen. Diese Stühle befinden sich in rinnenförmigen Vertiefungen, welche zum Schutze der Schienen gegen das Anstoßen der Wagenräder auf beiden Seiten mit Eisenplatten *f, f* ausgefüttert sind.

Ueber die Steigungs- und Krümmungsverhältnisse ist schon im Vorstehenden Näheres angegeben.

Den Forderungen einer zweckmäßigen Bahnlinie kann in vielen Fällen entweder nur durch längere Einschnitte und Tunnels, oder durch höhere Dämme und Viaducte Genüge geschehen. Es ist sehr zweckmäßig, wenn

Fig. 236.



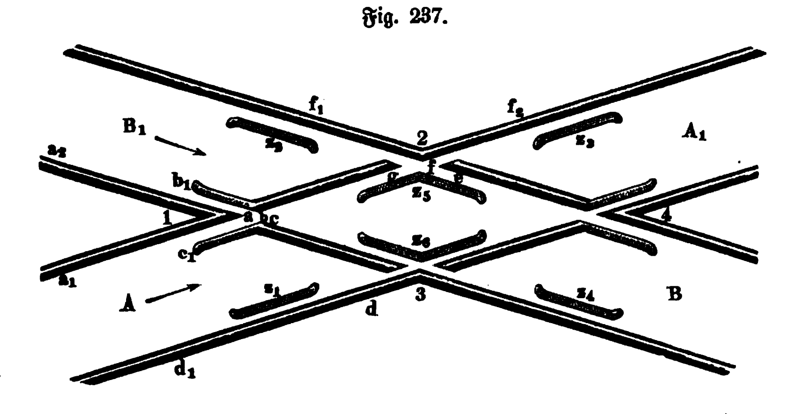
die Eisenbahnlinie in einer Höhe fortläuft, bei welcher das bei den Einschnitten oder Abträgen gewonnene Material zu Aufträgen oder zum Auffüllen der Dämme in der Nähe wieder verwendet werden kann. Meist

transportirt man die gewonnenen Erdmassen nicht über 800 m, und nur höchst selten 1200 bis 1500 m. Die Tunnels (Stollen) oder gänzlich unterirdischen Schienenwege kommen nur dann zur Anwendung, wenn die Einschnitte wegen ihrer großen Tiefe und Weite zu kostspielig sind. Das Querprofil eines Tunnels zeigt Fig. 236. Man sieht in ABA die den Tunnelraum umschließende Mauer, und in ACA die Mauer zum Schutze der Sohle. Ueber der letzteren befindet sich die gewöhnliche Schwellenbettung DD, in welcher noch ein Abzugsgraben ausgemauert ist. Die Höhe und Weite des aus Kreisbögen zusammengesetzten Gewölbes ist meist 8 m und die Mauerstärke 0,5 m.

Die Viaducte oder Landbrücken kommen besonders dann zur Anwendung, wenn die massiven Dämme sehr hoch und daher kostbar ausfallen würden und ohnehin Durchlässe und Futtermauern erhalten müßten.

Kreuzungen. Bei Eisenbahnen ist es, besonders auf Bahnhöfen, häufig nöthig, daß zwei Geleise verschiedener Richtung einander durchkreuzen, so daß in vier Punkten 1, 2, 3, 4, Fig. 237, zwei Schienen sich schneiden. Damit §. 61.

Fig. 237.



hier die an den Innenkanten der Schienen laufenden Spurkränze kein Hinderniß finden, müssen die Schienenstränge daselbst unterbrochen sein, und deshalb ist an diesen Stellen die Anordnung sogenannter Zwangschienen z erforderlich. Denkt man sich etwa auf dem Geleise AA_1 einen Wagen von A in der Richtung des Pfeiles ankommend, so wird ein Rad, sobald es das Ende a der Schiene $a_1 a$ erreicht, von dieser nicht mehr geführt werden, und man ordnet daher dieser Stelle gegenüber an der Schiene dd_1 eine Zwangschiene z_1 in solchem Abstande von dd_1 an, daß der Spurkranz des anderen Rades in dem Zwischenraume Platz findet. Hierdurch wird dieses Rad und

damit die Axe durch die Schiene d einerseits und die Zwangschiene z_1 andererseits vor einer seitlichen Ausweichung gesichert. Da indessen auf dem Wege von dem Schienenende a bis zu b, wo die Lücke aufhört, eine Stützung des Rades nicht stattfindet, so bildet man die Schiene b zu der hornartigen Verlängerung $b b_1$ aus, so daß dem Radkranze, welcher immer breiter ist, als der Schienenkopf, dadurch doch eine Unterstützung geboten wird.

Da dieselbe Betrachtung auch für einen auf dem Geleise B in der Richtung des Pfeiles ankommenden Wagen gilt, so erkennt man die Nothwendigkeit der Anwendung einer zweiten Zwangschiene z_2 und die Ausbildung der Schiene c zu dem Horne $c c_1$. In derselben Art ist natürlich auch die Construction an dem Durchschneidungspunkte 4 der beiden anderen Schienenstränge auszuführen. In der Regel bildet man einen solchen Durchkreuzungspunkt wie 1 und 4 in einem einzigen Stücke aus, welches von seiner eigenthümlichen Form den Namen Herzstück erhält, und bei welchem der Schienenvereinigungspunkt a als Spitze, die beiden Schienenverlängerungen $b b_1$ und $c c_1$ als Hornschienen bezeichnet werden.

Durch eine ähnliche Betrachtung ergiebt sich leicht die Gestalt der Schienen an den Schnittpunkten 2 und 3, bei denen je zwei Schienen unter stumpfem Winkel ($f_1 f f_2$) zu vereinigen sind, und bei denen, da die Verlängerung der anderen Schienen zu Hornschienen nicht möglich ist, die Zwangschienen z_5 und z_6 die Abweichung verhindern müssen. Auch diese Kreuzungspunkte werden meist jeder als ein besonderes Stück ausgeführt und erhalten wohl den Namen Doppelherzstück.

Ein gewöhnliches Herzstück von Hartguß zeigt Fig. 238. Hier ist a die Spitze, in welcher die Schienenansätze $a a_1$ und $a a_2$ zusammentreffen, deren

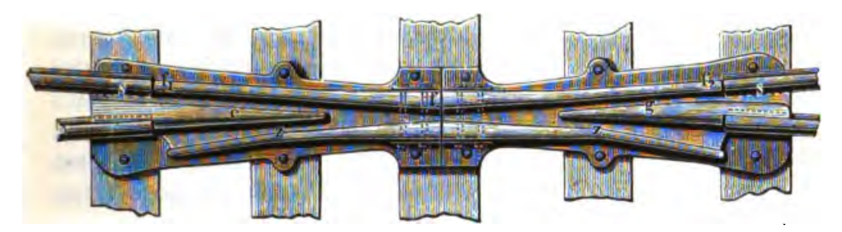
Fig. 238.



Verlängerungen durch die gewöhnlichen Eisenbahnschienen s dargestellt werden. Ebenso stellen $b b_1$ und $c c_1$ die Hornschienen vor, an deren Ansatzstücke $b b_2$ und $c c_2$ sich gleichfalls die gewöhnlichen Schienen s anschließen. Das ganze Herzstück ist mit seiner Grundplatte in einem Stück (Hartguß) gegossen und wird durch Schraubenbolzen in solider Art auf der Unterlage befestigt.

Ein aus zwei Theilen bestehendes Doppelherzstück, wie es dem Kreuzungspunkte 3 in Fig. 237 entspricht, ist in Fig. 239 dargestellt, und dürfte ohne Erläuterung verständlich sein.

Fig. 239.



Wenn, wie hier angenommen worden, die Kreuzung der Geleise nicht unter einem spitzen Winkel, sondern rechtwinkelig geschieht, so werden die vier Kreuzungspunkte übereinstimmend auszuführen sein, und man verwendet dann für dieselben das in Fig. 240 dargestellte Eckstück von Hartguß, dessen Beschaffenheit ebenfalls aus der Figur ersichtlich ist. Hartguß oder Stahl wendet man allgemein als Material für Herzstücke an, wegen der mit den Spurkranzrillen unvermeidlich verbundenen Stöße.

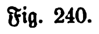


Fig. 240.



§. 62.

Ausweichungen. Sehr häufig tritt auf Bahnhöfen die Nothwendigkeit auf, von einer Schienenbahn an bestimmter Stelle ein Nebengeleise abzuzweigen, oder zwei Hauptgeleise mit einander derart zu verbinden, daß die Wagen direct von dem einen Geleise auf das andere gelangen können. Solche Fälle führen zur Construction der sogenannten Ausweichungen oder schlechtweg Weichen.

Der einfachste hierher gehörige Fall ist durch Fig. 241 (a. f. S.) dargestellt, worin AB ein Hauptgeleise bedeutet, von welchem in A unter einem geringen Neigungswinkel von etwa 6° bis 8° ein Nebengeleise CD abgezweigt werden soll. Da eine plötzliche Aenderung der Richtung bei Eisenbahnen nicht angängig ist, so wird man aus der Richtung der Hauptbahn A

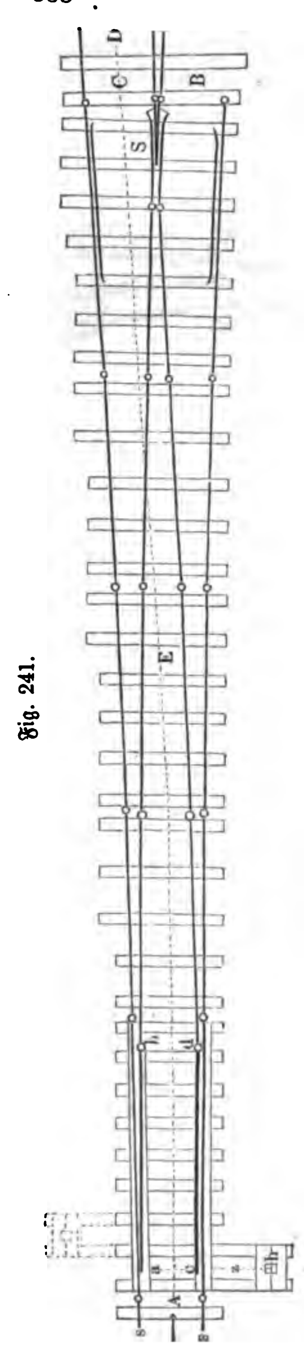


Fig. 241.

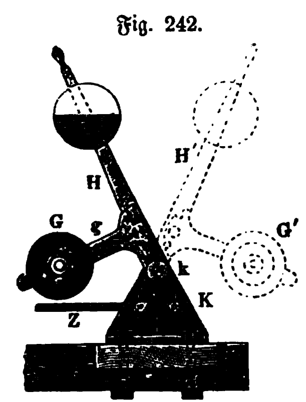
durch eine Uebergangscurve AE in die Richtung des Nebengeleises gelangen müssen. Das Nebengeleise schneidet das Hauptgeleise und man wird an der Durchschnittsstelle S der beiden inneren Schienen ein Herzstück von der bei Kreuzungen üblichen, im vorigen Paragraphen schon besprochenen Gestalt anzuwenden haben. Von diesem Herzstücke S aus kann man sich nun tangential an das Nebengeleise CD eine Uebergangscurve denken, welche etwa bei A an das Hauptgeleise sich ebenfalls tangential anlegt.

Damit nun ein bei A in der Richtung AB ankommender Wagen dem Hauptgeleise ungehindert folgen kann, muß offenbar die Schiene des Nebengeleises cd bei c mit einer Unterbrechung oder Rille für den Spurkranz versehen sein, und damit andererseits der bei A ankommende Wagen auch in das Nebengeleise gelangen könne, ist die Schiene ab des Hauptgeleises bei a gleichfalls mit einer derartigen Spurkranzrille zu versehen. Ein bei A in der Pfeilrichtung ankommender Wagen kann alsdann jedem der beiden Geleise folgen, und es ist nur nöthig, daß man ihn an der Uebergangsstelle ac durch einen entsprechenden Seitendruck dem einen oder anderen Geleise zuweist. Dieser Druck wird bei kleinen Materialbahnen in Bergwerken sowie bei Bauausführungen 2c. von der Hand des Führers ausgeübt, und auch bei Pferdebahnen pflegt das Einlenken in das richtige Geleise durch entsprechenden etwas seitwärts gerichteten Zug der Pferde zu geschehen. Bei den Locomotivbahnen muß durch eine äußere Vorrichtung auf die Räder ein solcher Zwang ausgeübt werden, daß das Einlenken in das zu befahrende Geleise mit Sicherheit erreicht wird. Diese Vorrichtung ist folgende.

Die beiden gedachten Schienen ab des Haupt- und cd des Uebergangs- oder Neben-

geleises sind bei b und d in geringem Maße um verticale Axen drehbar, so jedoch, daß sie beide gleichzeitig in gleichem Betrage sich drehen müssen, indem sie durch einige gelenkig angeschlossene Querstangen mit einander verkuppelt sind. Diese Schienen oder Zungen sind nach ihren Enden a und c hin derartig zugeschärft, daß sich die Enden so an die Innenkanten der Hauptgeleisschienen s von A legen, daß ein vorstehender Ansatz nicht vorhanden ist. Den beiden Enden a und c der Zungen ist zwischen s ein Spiel von 120 mm gelassen, und es kann durch die Zugstange z mittelst des Handhebels h entweder die Zunge a oder diejenige c an ihre entsprechende Schiene s gelegt werden. In der Figur ist a fest gegen die Schiene s gedrückt, so daß also zwischen c und der anderen Hauptschiene s ein Zwischenraum von 120 mm verbleibt, welcher den Spurkränzen freie Fahrt in der Richtung des Hauptgeleises gestattet. Es ist nun leicht zu ersehen, wie durch eine Verschiebung der Zungen durch den Weichenhebel a in solcher Art, daß die Zunge c sich gegen die Schiene des Nebengeleises legt, der Wagen gezwungen wird, in das Nebengeleise CD einzulaufen. Wenn in der in der Figur gezeichneten Weichenstellung ein Wagen in dem Hauptgeleise in der dem Pfeile entgegengesetzten Richtung von B nach A hin sich bewegt, so ist diese Bewegung nicht gehindert, und wenn ein Wagen aus dem Nebengeleise in der Richtung von D nach C passirt, so wird der Spurkranz selbstthätig die Zunge a zur Seite drücken, so daß auch dieser Bewegung nichts im Wege steht. Hieraus ist ersichtlich, daß die Weiche in der gezeichneten Stellung von den möglichen vier Fahrrichtungen AB, BA, AD und DA dem Wagen drei gestattet und nur die Richtung von A nach D erfordert eine Umstellung des Weichenhebels. Wegen dieser Eigenschaft wird diese Weiche wohl als eine selbstwirkende bezeichnet.

Fig. 242.



Die Art und Weise, wie die Bewegung der Weiche erfolgt, ist aus Fig. 242 ersichtlich. Der Hebel H ist hier um den in dem Weichenbocke K festen Drehbolzen k beweglich gemacht, und an den Endpunkt l des Hebels die Zugstange Z angeschlossen, welche je nach der Stellung des Weichenhebels entweder die Zunge a oder diejenige b gegen ihre Schiene oder Backe s preßt. Das Gegengewicht G dient dazu, für gewöhnlich, d. h. wenn es die punktirt gezeichnete Lage G' einnimmt, die Zunge a gegen ihre Backe zu drücken, so daß das Hauptgeleise nach beiden Richtungen fahrbar ist. Kommt nun ein Wagen aus dem Nebengeleise in der Richtung DC (Fig. 241), und öffnet der Spurkranz in oben

beschriebener Art die Weiche, indem er die Zunge a zur Seite drückt, so legt sich diese Zunge nach Passirung des Wagens unter Einfluß des Gegengewichtes G' selbstthätig wieder an ihre Backe, so daß das Geleise AB für gewöhnlich immer offen ist. Der Hebel ist daher von dem Weichensteller nur dann in die gezeichnete Lage H zu legen, wenn ein Wagen oder Zug aus dem Hauptgeleise von A nach D in das Nebengeleise gelangen soll. Um auch diesen Weg durch die Wirkung des Gegengewichtes offen halten zu können, ist das letztere in der Regel zum Umlegen eingerichtet. Hierzu hat man verschiedene Einrichtungen getroffen. Bei der in der Figur angegebenen ist der Gegengewichtsarm g um einen Zapfen γ des Weichenhebels drehbar gemacht und kann sich entweder mit dem Einschnitte α oder α_1 gegen einen am Weichenhebel festen Stift legen. Wird daher das Gegengewicht in die Lage G' umgelegt, wobei der Einschnitt α_1 gegen den Stift tritt, so drückt das Gegengewicht die Zunge a des Hauptgeleises gegen ihre Backe, und daher ist das Hauptgeleise für beide Richtungen offen, das Nebengeleise dagegen nur in der Richtung von D nach A (Fig. 241). Diese Einrichtung ist besonders für das Rangiren der Züge auf den Bahnhöfen von Wichtigkeit.

Die Weichenzungen haben in der Regel eine Länge von etwa 5 m; für die den Uebergang von einem Geleise in das andere vermittelnden Weichencurven wählt man, um die Länge der Ausweichung nicht zu groß zu erhalten, meist Radien von nur 180 m. Die Länge einer Weiche von den Zungen bis zum Herzstücke variirt unter den gewöhnlichen Verhältnissen etwa zwischen 20 und 25 m. Eine Ueberhöhung des äußeren Schienenstranges in der Weichencurve pflegt man im Allgemeinen nicht anzuwenden, dagegen geht man mit der Spurerweiterung (s. §. 59) in der Mitte der Weichencurve bis zu 30 mm.

Ein Beispiel für eine sogenannte Doppelweiche, d. h. für die Abzweigung zweier Nebengeleise CD und C_1D_1 von einem Hauptgeleise AB, zeigt Fig. 243, welche ohne Weiteres verständlich sein wird, wenn man bemerkt, daß ac und a_1c_1 wieder die Zungen und H und H_1 die Weichenböcke bedeuten. Hier sind wegen der dreifachen Durchkreuzung von Schienen drei Herzstücke S, S_1 und S_2 erforderlich.

Handelt es sich, wie auf Bahnhöfen immer der Fall ist, darum, zwei parallele Geleise AB und CD, Fig. 244, mit einander zu verbinden, so geschieht dies durch die Anordnung eines Verbindungsgeleises EF, welches an jedes der beiden Geleise mit einer Weiche ab und cd sich anschließt. Sind die Geleise AB und CD die Hauptgeleise einer zweigeleisigen Bahn, von denen jedes nur nach einer durch den betreffenden Pfeil angedeuteten Richtung befahren wird, so ist es Vorschrift, die Anordnung in der in der Figur durch ausgezogene Linien veranschaulichten Art und nicht wie die

Punktirung andeutet, auszuführen. Man soll nämlich so viel als möglich vermeiden, die Züge **gegen die Spitze** der Weiche fahren zu lassen, d. h. man soll die Anordnung so treffen, daß die Züge in die Weiche durch das Herzstück einpassiren, nicht in umgekehrter Richtung. Beim Einfahren nämlich in der umgekehrten Richtung, wobei die Räder zuerst den Weichenzungen begegnen, ist die Gefahr einer Entgleisung sehr groß, wenn die betreffende Zunge aus irgend welchen Zufälligkeiten nicht dicht an ihrer Backe liegt. Natürlich läßt sich diese Regel, nicht **gegen die Spitze zu fahren**, nur beobachten bei durchgehenden Hauptgeleisen, welche stets nur in einer und derselben Richtung befahren werden. In den **Rangirgeleisen** der Bahnhöfe ist ein Fahren gegen die Spitze nicht zu vermeiden, und man verbindet dabei, um das Rangiren mit möglichst geringem Zeitaufwande bewirken zu können, zwei parallele Geleise AB und CD zuweilen nicht nur durch die Weichenverbindung EF, sondern gleichzeitig durch diejenige E_1F_1 und nennt eine solche, vier einzelne Weichen enthaltende Anordnung eine **Kreuzweiche**. Dieselbe gestattet, wie leicht zu ersehen, daß ein auf einem der beiden Geleise in beliebiger Richtung fah-

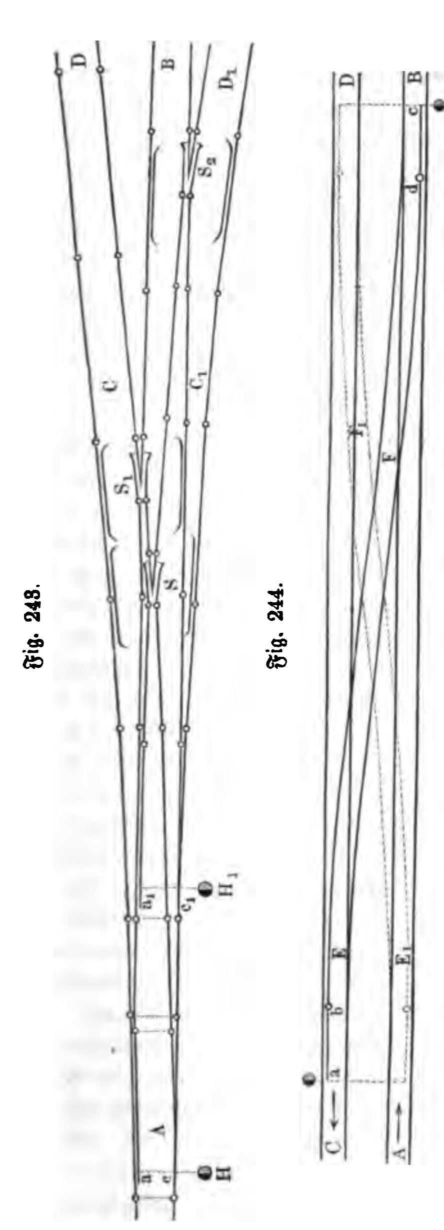


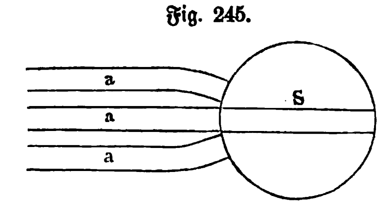
Fig. 243.

Fig. 244.

rendes Fuhrwerk ohne Umkehr seiner Fahrrichtung direct in das andere Geleise einfahren kann. Eine nähere Besprechung der für specielle Fälle erforderlichen Anordnungen würde hier zu weit führen, und muß dieserhalb auf die speciell darüber handelnden Werke*) verwiesen werden. Dasselbe gilt auch in Bezug auf die Concentrirung der Weichenzüge, welche man in neuerer Zeit nach englischem Vorgange auf größeren Bahnhöfen mehr und mehr eingeführt hat. Hierbei werden von allen Weichenhebeln eines Bahnhofes Drahtzüge nach einer Stelle geführt, von welcher aus nach Bedarf die Bewegung der Weichen geschieht. Mit diesen Zügen ist gleichzeitig ein Signalsystem in Verbindung, welches jederzeit über die Stellung der einzelnen Weichen Aufschluß giebt. Auch mit jedem einzelnen Weichenbocke ist übrigens eine einfache Signalvorrichtung verbunden, bestehend meist aus einer um eine verticale Axe drehbaren Scheibe, welche durch das Umlegen des Weichenhebels gleichzeitig eine Drehung erhält.

§. 63. **Drehscheiben.** Da durch eine Weiche immer nur eine geringe Richtungsänderung eines Wagens erzielt werden kann, so würde eine stärkere Aenderung in der Richtung, wie sie nöthig ist, um einen Wagen von einem Geleise auf ein anderes dagegen stark geneigtes zu bringen, durch Weichen nur schwierig erreichbar sein, namentlich müßte eine bedeutende Länge von dem Wagen durchlaufen und ein großes Bahnhofsterrain benutzt werden. Diese Uebelstände zu vermeiden, hat man zu dem besagten Zwecke, um die Wagen an einer bestimmten Stelle drehen zu können, die sogenannten Drehscheiben construirt. Eine Drehscheibe ist im Allgemeinen eine horizontale, um ihre verticale Axe drehbare, mit einem Geleise versehene Scheibe, welche, nachdem der Wagen auf sie gefahren worden, in erforderlichem Maße gedreht wird. Es ist sonach klar, daß der betreffende Wagen auf jedes der Geleise übergefahren werden kann, welche rings am Umfange der Scheibe beginnen. So kann man z. B. eine größere Anzahl von Geleisen *a a*, Fig. 245, auf Kopfstationen durch eine Drehscheibe *S* mit einander in Verbindung bringen. Ebenso findet man vielfach die Locomotivschuppen mit halbringförmigem Grundrisse ausgeführt, in dessen Mitte eine Drehscheibe aufgestellt ist, von welcher strahlenförmig die Geleise nach den einzelnen Locomotivständen auslaufen. Wenn auf diese Weise die Drehung

Fig. 245.



*) S. außer dem mehrerwähnten Handbuche auch Pintzger, Die geometrische Construction der Weichenanlagen.

und Wendung eines Wagens schneller ermöglicht wird, als mit Hülfe von Weichen, so bieten die letzteren dagegen den Drehscheiben und auch den Schiebebühnen (s. d. folg. Paragraphen) gegenüber den Vortheil, daß sie ganze Wagenzüge zu versetzen gestatten, während die Drehscheibe jedesmal nur ein Fuhrwerk drehen kann.

Auch sind die Drehscheiben complicirter in ihrer Zusammensetzung und ihrem Betriebe, als die Weichen. Insbesondere sind indessen die Drehscheiben wichtig für Reparaturwerkstätten und die schon erwähnten Locomotivschuppen und für Kopfstationen zum Umdrehen der Locomotiven.

Die Größe der Drehscheiben ist, da sie sich nach dem Radstande der zu drehenden Fuhrwerke richtet, sehr verschieden und schwankt der Durchmesser bei den Eisenbahnen zwischen 3,5 m und 12 m, je nachdem nur vierrädrige Güterwagen oder Locomotiven nebst Tender gedreht werden sollen. Die kleinen Transportwagen oder Hunde für Bauzwecke und zum Bergwerksbetrieb werden, wenn eine Drehung erforderlich ist, in der Regel auf einer festen eisernen Platte aus freier Hand gedreht, wobei ihre Räder mit den Spurkränzen auf der Platte schleifen.

Nach der Größe und Belastung richtet sich natürlich auch die Construction der Drehscheiben.

Während man die kleineren Scheiben für Werkstätten ꝛc. vielfach noch aus Holz oder Gußeisen fertigt, verwendet man zu den Drehscheiben der Wagen jetzt meistens und für Locomotiven wohl immer Schmiedeeisen zu den Hauptträgern.

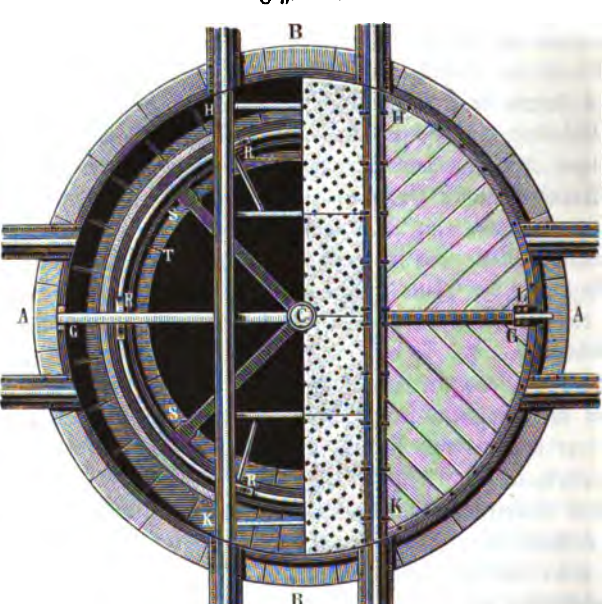
Bei den kleineren Drehscheiben für Wagen ist es wohl üblich, auf der Scheibe anstatt eines Geleises zwei sich kreuzende Geleise anzubringen, wodurch unter Umständen eine wesentliche Zeitersparniß erreicht wird, indem das Zurückdrehen der leeren Drehscheibe wegfällt, oder nur in geringerem Betrage erforderlich ist. Die großen Scheiben zum Drehen der Locomotiven werden immer nur mit einem Geleise versehen und erhalten meistens auch nicht die Form einer vollen Kreisscheibe, sondern einer Drehbrücke.

Die Unterstützung und Führung der Drehscheibe erfolgt außer in der Mitte durch einen kräftigen Stahlzapfen, den Königszapfen, in der Nähe des äußeren Umfanges durch Laufräder oder Rollen. Die Drehung der Scheibe geschieht bei dem geringen Durchmesser und der mäßigen Belastung der Wagenscheiben in der Regel einfach durch den Schub der Arbeiter, welche gegen Hebebäume drücken, die zur Vergrößerung des Hebelarmes in Oesen am Umfange der Scheibe gesteckt werden. Bei den großen Locomotivscheiben würde eine zu große Arbeiterzahl zu diesem directen Drehen erforderlich sein, weshalb man eine besondere durch Kurbel und Vorgelege bewegte Drehvorrichtung anordnet. Diese besteht bei der einen Anordnung in einem großen, mit dem Grubenfundamente fest verankerten Zahnkranze, in welchen

ein kleines an der Drehscheibe gelagertes Kreiselgetriebe eingreift, dessen langsame Drehung durch die Vorgelegsräder von der Kurbel aus geschieht. Diese Vorrichtung stimmt daher im Wesentlichen mit der bei gewissen Krahnen üblichen, in §. 32 Fig. 126 angegebenen überein.

Bei einer anderen Construction dagegen werden durch die Vorgelegsräder zwei der Laufräder in Umdrehung gesetzt, welche unter dem Scheibenrande

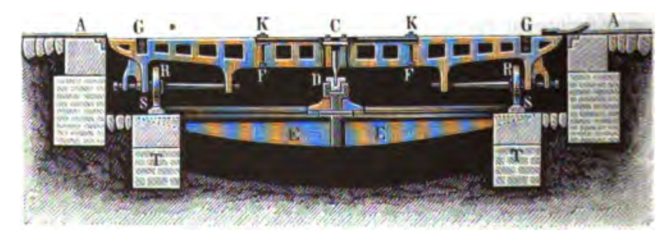
Fig. 246.



zur Stützung angebracht sind, so daß durch die Drehung dieser Räder die Scheibe sich ebenfalls drehen muß, da die Friction der Räder auf ihrer Unterlage hierzu groß genug ist.

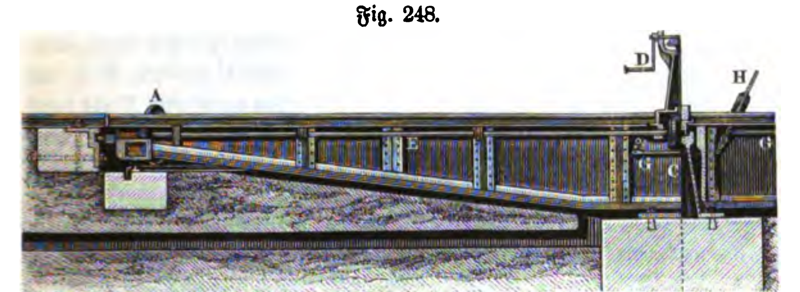
In Fig. 246 und 247 ist eine gußeiserne Drehscheibe für Wagen im Grundrisse und Durchschnitte dargestellt. Der eigentliche Scheibenkörper

Fig. 247.



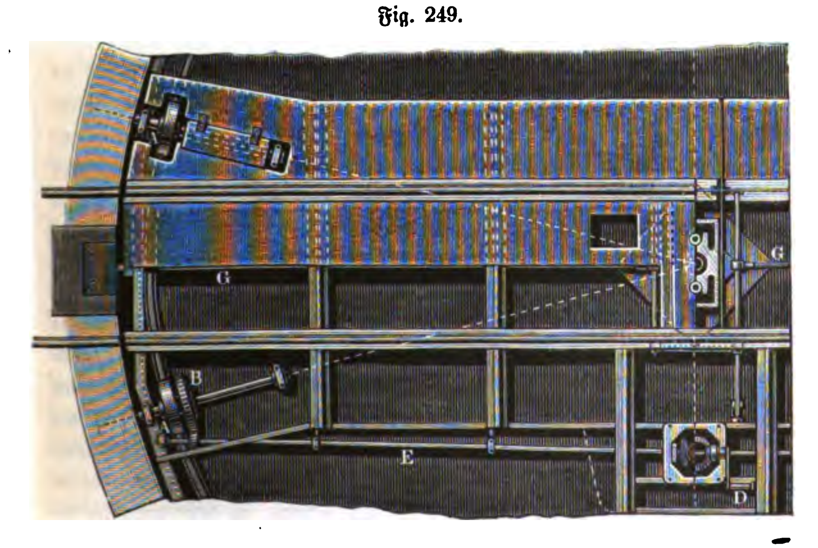
besteht aus den beiden gußeisernen Längsträgern HK, welche direct die Geleisschienen tragen, nebst den Querverbindungen und dem Querträger GG, welcher zur Aufnahme des Mittelzapfens C eingerichtet ist, der in dem Lagerstuhle D seine Unterstützung findet. Ein Belag aus Eisenplatten zwischen den Schienen und ein Bohlenbelag außen bilden die Oberfläche der Scheibe, wodurch gleichzeitig ein Schutz der gemauerten Grube gegen Schnee

Fig. 248.



und Regen gewährt wird. Zur weiteren Unterstützung der Scheibe dienen sechs Laufräder R, welche auf dem Schienenkranze S rollen, und deren radial gerichtete Axen ihre Lager an den Haupt- und Querträgern finden. Zuweilen hat man anstatt der Räder einen Rollenkranz angewendet, welcher, auf der Schiene S ruhend, durch die Drehscheibe mittelst eines zweiten von unten gegen dieselbe geschraubten Kranzes gedrückt wird. In diesem Falle ist anstatt der Zapfenreibung der Laufaxen die geringere wäl-

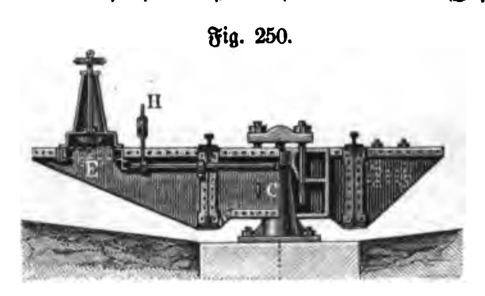
Fig. 249.



zende Reibung der Rollen oder richtiger Walzen zu überwinden, doch dürfte diese Unterstützung weniger sicher sein. Eine besondere Drehvorrichtung ist an dieser Drehscheibe nicht angebracht.

Eine schmiedeeiserne Drehscheibe für Locomotiven nach Art der Drehbrücken ist durch die Figuren 248, 249 (a. v. S.) und 250 dargestellt. Die Brücke ruht hier außer auf dem mittleren Zapfen C auf vier Laufrädern wie A, von denen auf jeder Seite eins mit einem Zahnrade B versehen ist, so daß von der Kurbel D aus durch die horizontale Betriebswelle E eine Umdrehung der beiden Laufräder A bewirkt werden kann. Durch den Hebel H werden mittelst der Stangen G Riegel an beiden Enden der Brücke vorgeschoben, um vor und nach der Drehung die Drehscheibe feststellen zu können.

Fig. 250.



Der Widerstand, welcher sich der Umdrehung einer Drehscheibe entgegensetzt, besteht aus der Reibung an der Spur des Mittelzapfens und aus den wälzenden und Zapfenreibungen der Laufaxen. Wegen des großen Weges der letzteren wird das Umdrehen um so größere Kraft erfordern, je größer der von den Laufaxen zu tragende Theil des Gewichtes ist. Um daher eine möglichst leichte Drehung zu erzielen, ist bei allen neueren größeren Drehscheiben die Anordnung getroffen, den Druck hauptsächlich auf den Mittelzapfen zu verlegen, so daß die Laufräder großentheils entlastet sind. Dies erreicht man durch eine Regulirbarkeit in der Höhe des Mittelzapfens, indem man denselben mit Hülfe einer Keilstellung oder mittelst zweier Schraubenbolzen, wie in Fig. 250, so hoch hebt, daß im unbelasteten Zustande der Brücke die Laufräder sich von ihrer Bahn abheben. Um denselben Zweck zu erreichen, hat man neuerdings die Drehscheiben auch so construirt, daß der Zapfen, nachdem die Locomotive aufgefahren ist, so hoch erhoben wird, bis der Scheibenumfang von seiner Unterlage, auf welcher er vorher ruhte, frei wird. Da hierzu aber eine kräftige Hebevorrichtung (Brooman schlug eine hydraulische vor) erforderlich ist, so hat man später meistens die zweckmäßigere Mallet'sche Einrichtung angenommen, wonach die Scheibe im Zustande der Ruhe mit dem Rande auf einer Anzahl cylindrischer Scheiben aufruht, welche excentrisch auf ihren Axen sitzen. Nachdem die Locomotive aufgefahren ist, werden diese Scheiben gedreht, wodurch in Folge von deren Excentricität der Scheibenrand seine Stützung verliert, so daß nunmehr die

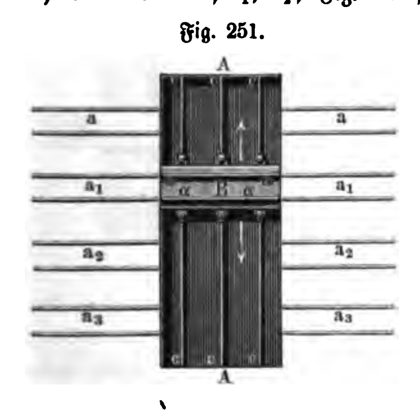
ganze Last von dem Mittelzapfen getragen wird und die Drehung mit geringer Kraft bewirkt werden kann. Es ist hierzu nur erforderlich, die Locomotive so auf der Scheibe zu placiren, daß ihr Schwerpunkt genau über den Mittelzapfen zu liegen kommt, wozu der Durchmesser der Scheibe etwas größer sein muß, als der Radstand der aufgefahrenen Locomotive sonst nur erheischt.

Große Drehscheiben, welche vielfach in Gebrauch genommen werden, wie z. B. die auf Kopfstationen zum Drehen der Locomotiven dienenden, hat man wohl auch mit kleinen locomobilen Dampfmaschinen versehen, welche das Drehen schneller, zuverlässiger und wohlfeiler bewirken, als es durch Handarbeit möglich ist.

§. 64.

Schiebebühnen. Neben den Drehscheiben dient häufig noch ein anderes Mittel zur Transportirung eines Wagens von einem Geleise auf ein anderes damit parallel laufendes; dieses Mittel sind die Schiebebühnen. Sind a, a_1, a_2, Fig. 251, mehrere parallele Geleise, und denkt man sich dieselben durch eine vertiefte Grube AA quer durchsetzt, auf deren Grunde drei oder vier Schienenstränge c senkrecht zu den Geleisen a angebracht sind, so kann man auf den Schienen c einen sechs- oder achträdrigen Wagen, die Schiebebühne B, gehen lassen. Wenn derselbe so eingerichtet ist, daß auf seiner mit dem Planum der Bahn in gleicher Höhe befindlichen Plattform ein Stück Geleise α angebracht ist, das mit den Geleisen a, a_1, a_2 übereinstimmt, so kann man von irgend einem dieser Geleise a einen zu versetzenden Wagen auf die Bühne B fahren und nach deren entsprechender Verschiebung ihn auf irgend ein anderes Geleise a absetzen. Man kann demnach eine Schiebebühne als ein Stück Geleise charakterisiren, welches nach Belieben in irgend eins der zu verbindenden Geleise eingeschaltet werden kann, welche letzteren natürlich auf eine der Länge der Bühne gleiche Länge durchbrochen sein müssen. Dieser letztere Umstand, nämlich die Anbringung der vertieften Grube, welche die Geleise durchsetzt, ist ein großer Uebelstand der hier gedachten Einrichtung, welcher deren Anwendung in durchgehenden Hauptgeleisen gänzlich ausschließt, und nur auf Nebengeleisen und etwa vor Reparaturwerkstätten angängig macht. Deshalb hat man sich, in Anbetracht der großen Bequemlichkeit,

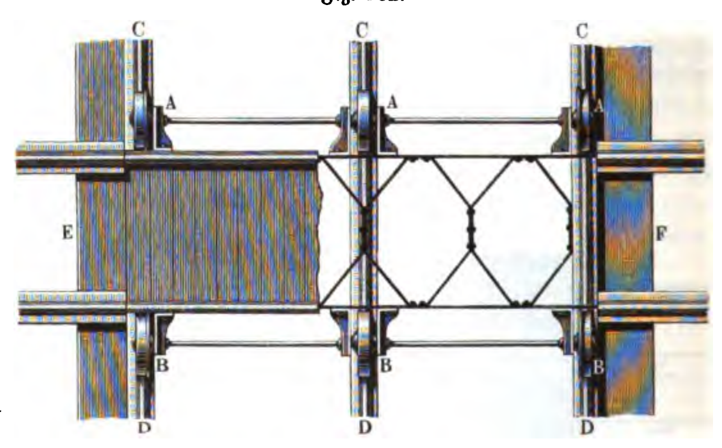
Fig. 251.



welche Schiebebühnen bei der Wagenversetzung gewähren, vielfach bemüht, solche Constructionen zu ersinnen, bei welchen die Nothwendigkeit der versenkten Grube nicht vorhanden ist, und bei welchen die Hauptschienen entweder gar nicht, oder nur durch schmale Rillen für die Laufräder der Bühne durchbrochen zu werden brauchen. Es möge im Folgenden von jeder der beiden Constructionen, mit versenkter Grube und ohne solche, ein Beispiel angegeben werden.

Die Construction einer Schiebebühne mit versenkter Grube ist aus dem Grundrisse, Fig. 252, deutlich. Die aus schmiedeeisernen Trägern gebildete

Fig. 252.



Bühne läuft mit sechs Rädern A, B, welche auf zwei durchgehenden Axen sitzen, auf den Schienen CD. Die Länge der Bühne richtet sich natürlich nach derjenigen der zu versetzenden Fuhrwerke und variirt zwischen 3,6 m für Wagen und 11,6 m für das Verschieben der Locomotiven und Tender. Die Länge der Schlittengrube hängt von der Anzahl der zu verbindenden Geleise ab. Das Verschieben kleinerer Bühnen geschieht direct durch die Hand der Arbeiter, größere Bühnen versieht man wohl mit besonderen Bewegungsvorrichtungen ähnlich denen der Laufkrahnbrücken.

Eine Schiebebühne ohne versenkte Grube, wie sie auf dem Bahnhofe zu Altona für fünf Geleise von Nollau ausgeführt ist, zeigen die Figuren 253 und 254. Hiervon ist Fig. 253 ein Grundriß von etwa der Hälfte der Schiebebühne und Fig. 254 ein Durchschnitt nach der Linie $\alpha\beta$. Die Schienen der zu verbindenden Geleise sind mit a bezeichnet, und quer zwischen denselben sind in gleicher Höhe vier Schienenstränge b angebracht, auf welchen die Bühne mit acht Rädern c und d läuft, die auf zwei durchgehenden Axen C festsitzen. Da die äußeren Räder c mit Spurkränzen versehen

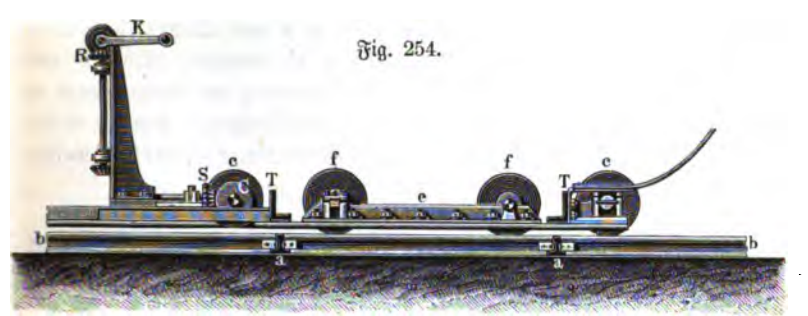


Fig. 254.

Fig. 253.

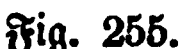
sind, so muß jede Schiene *a* der Hauptgeleise an je zwei Stellen einen Einschnitt von 33 mm Breite erhalten, während die mittleren Räder *d* der Bühne ohne Spurkränze sind, daher eine Einschneidung der Hauptschienen *a* für dieselben nicht erforderlich ist. Zu größerer Sicherheit sind die Endquerträger *e* der Bühne noch durch je zwei Hülfsräder *f* unterstützt, welche auf besonderen Laufaxen *h* angebracht sind.

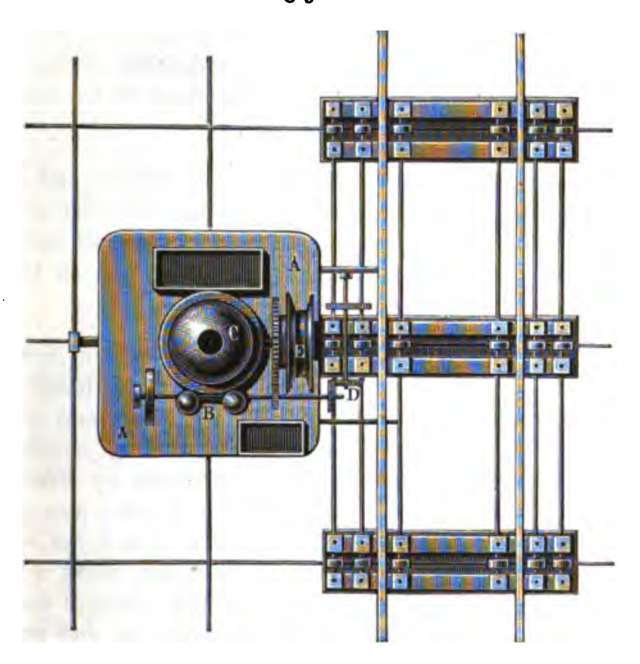
Das Eigenthümliche bei allen Schiebebühnen ohne Grube besteht nun darin, daß der zu versetzende Wagen auf der Bühne seine Unterstützung nicht durch ein Geleis aus gewöhnlichen mit den Hauptschienen gleich hoch gelegenen Schienen findet, wie es bei den versenkten Bühnen der Fall ist, sondern daß er auf zwei Schienen, meist von winkelförmigem Profil, aufgefahten wird, welche so viel über den Geleisen *a* liegen, daß sie eine Querbewegung der Bühne über die Geleise nicht hindern. Es ist daher mit jeder Benutzung der Schiebebühne immer eine Erhebung des Wagens um eine gewisse Höhe erforderlich, welche Höhe man durch zweckentsprechende Construction auf ein Minimum zu bringen sucht. Im vorliegenden Falle beträgt diese Höhe 85 mm. Um diese Hebung bequem zu bewirken, sind die Hauptträger *T* der Bühne an den Enden mit drehbaren Auflaufschienen *t* versehen, welche genau über den Schienen *a* liegend für gewöhnlich durch die Federn *r* über den Schienenköpfen schwebend gehalten werden, sich aber auf diese letzteren fest niederlegen, wenn die Räder eines aufzufahrenden Wagens gegen die Enden treffen. Dann wirken die Schienen *t* als schiefe Ebenen, auf welchen der Wagen auf die Bühne emporsteigt. In welcher Weise die Verschiebung der Bühne durch die Kurbel *K* und die conischen Räder *R*, *S* bewirkt wird, welche eine Umdrehung der einen Laufaxe *C* vermitteln, bedarf keiner weiteren Erklärung.

Diese Anordnungen eignen sich namentlich zum Versetzen von Wagen, da die Gewichte der Locomotiven für die beschriebene Art der Hebung meist zu groß sind. Man hat aber auch hierfür Schiebebühnen ohne versenkte Geleise ausgeführt und zwar derart, daß die Schiebebühne für gewöhnlich in solcher Höhe angebracht ist, daß die Wagen ungehindert über die Bühne wegfahren können. Damit nun die Bühne, nachdem ein Wagen oder eine Locomotive darauf gefahren ist, seitwärts verschoben werden kann, werden durch starke Hebevorrichtungen (Schrauben oder hydraulische Hebecylinder) die Querträger der Bühne und damit diese selbst sammt dem aufgefahrenen Wagen so hoch erhoben, daß eine Bewegung über den Schienen der parallelen Geleise möglich wird.

Zum Rangiren der Züge auf Bahnhöfen hat man auch Schiebebühnen mit Dampfbetrieb, sogenannte Rangirmaschinen, ausgeführt. Bei der

zu diesem Zwecke in Würzburg *) angewandten, von Exter ausgeführten Dampfschiebebühne, Fig. 255, steht auf einem besonderen Ausbau *A* der


Fig. 255.



Bühnenplattform eine kleine Dampfmaschine *B* mit ihrem Röhrenkessel *C*, von welcher Maschine nicht nur durch die conischen Räder *D* die Verschiebung der Bühne nach beiden Richtungen, sondern auch die Umdrehung einer auf der Bühne befindlichen Windetrommel *E* geschehen kann, deren Seil zum Heranziehen der zu versetzenden Wagen dient. Mit dieser Vorrichtung vermag man 12 bis 14 Wagen in der Stunde zu versetzen.

Räder. Die Räder der Eisenbahnfahrzeuge unterscheiden sich von denen **§. 65.** für Straßenfuhrwerke hauptsächlich durch das Vorhandensein eines am Radkranze vorspringenden Spurkranzes und dadurch, daß sie immer fest auf den Axen angebracht sind. Die Räder auf die Axen lose drehbar aufzustecken nach Art der Räder für Landfuhrwerke ist nicht rathsam, weil die

*) S. Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahnwesens 1866, S. 46.

Räder bei ausgelaufenen Axbüchsen schlottern würden, wodurch ein Entgleisen unfehlbar herbeigeführt werden müßte. Mit den Rädern drehen sich daher gleichzeitig auch die Axen, und es findet selbstverständlich die Drehung der beiden auf einer Axe sitzenden Räder immer in gleichem Betrage statt. Da die Widerstände der Bewegung auf den Schienen geringer sind, als auf den Straßen, so genügen im ersteren Falle auch kleinere Raddurchmesser, als im letzteren. Die gewöhnlichen Räder der Eisenbahnwagen werden nur selten einen Durchmesser von mehr als 1 m haben.

Was die Form des Radreifens anbetrifft, so kam man gar bald von der Anwendung der ursprünglich cylindrischen Radkränze zurück, für welche die Schienen mit ebenen horizontalen Laufflächen ausgerüstet waren, und wobei die immer innerlich angebrachten Spurkränze scharf an die Lauffläche der Reifen sich ansetzten.

Da bei dieser Anordnung die Spurkränze häufig an den Seiten der Schienen anstreiften, wodurch der Zugwiderstand und der Verschleiß wesentlich vergrößert wurden, so ging man dazu über, den Spurkranz mit einer Hohlkehle an die Lauffläche anzuschließen und letztere selbst conisch zu gestalten. Durch die conische Form hoffte man gleichzeitig ein Schleifen der Radkränze auf den Schienen in Curven zu vermeiden, indem man annahm, daß in Curven die Wagen durch die Centrifugalkraft so weit aus der mittleren Lage nach außen geschoben werden, daß die äußeren Räder mit einem größeren Halbmesser auf dem längeren äußeren Schienenstrange laufen als die inneren, welche in dem kürzeren inneren Schienenstrange auch nur einen entsprechend kleineren Weg zurückzulegen haben (s. §. 59). Indessen tritt dieser Vortheil wohl nur in untergeordnetem Maße ein, da nach einigem Gebrauche die Schienenköpfe gar bald in die Radreifen Hohlkehlen geschliffen haben, die einer Verschiebung sich entgegensetzen. Dagegen wird der erstgedachte Vortheil der möglichsten Vermeidung eines seitlichen Anstreifens der Spurkränze erreicht, so daß man allgemein conische Radkränze von $^1/_{17}$ bis $^1/_{20}$ Neigung der Kegelseite gegen die Axe angenommen hat.

In Fig. 256 ist das Profil eines gewöhnlichen Radreifens der österreichischen Südbahn dargestellt, woraus auch die Art der Befestigung des Reifens auf dem inneren Radkörper oder Speichensterne ersichtlich ist. Einzelne Bahnen, z. B. die Hannoversche Staatsbahn, haben auch die Form zweier abgestumpfter Kegel, Fig. 257, für den Radkranz angenommen, um bei der Abnutzung der Kränze, welche etwa nach der punktirten Linie sich einstellt, weniger scharf vorstehende Ränder zu erhalten. Die Dimensionen der Radkränze im neuen Zustande sind in die Figur eingeschrieben, durch

wiederholtes Abdrehen werden die Dicken vermindert, und man kann erfahrungsmäßig annehmen, daß pro 1 mm Abnutzung eiserne Bandagen 150 Meilen und Gußstahlreifen 400 Meilen durchlaufen. Die angegebene Breite des Kranzes von 130 bis 150 mm ist nicht nur wegen der besagten seitlichen Verschiebung der Axen, sondern insbesondere wegen der Spurerweiterung der Geleise in Curven sowie wegen der Weichen erforderlich, bei denen die Hornschienen der Herzstücke (s. §. 61) die Stützung des zu dem Ende überragenden Laufkranzes zu übernehmen haben. Der Spielraum, welchen die Spurkränze zwischen den Schienen haben, darf nicht unter 10 m und bei größter Abnutzung nicht über 25 mm (im Ganzen) betragen, die lichte Entfernung der Räder einer Axe von einander beträgt vorschriftsmäßig 1,360 m.

Fig. 256.

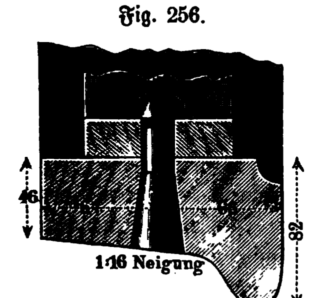
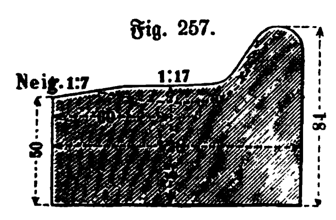


Fig. 257.



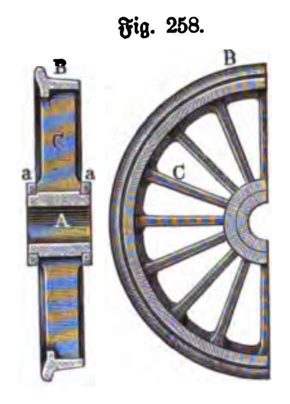
Die conische Gestalt der Radreifen ist mit einer ebenen Lauffläche der Schienen selbstverständlich nicht verträglich, weil sonst ein Schleifen der Räder wegen der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit in den einzelnen Punkten stattfinden müßte. Aus diesem Grunde erhalten die Schienen die in §. 57 besprochenen abgerundeten Kopfprofile, welche eine symmetrische Gestalt haben, um die Schienen nach einseitiger Abnutzung des Kopfes und Umdrehen auch auf der anderen Seite benutzen zu können. Endlich ist es allgemein üblich, den Schienen eine der conischen Kranzfläche entsprechende schräge Stellung zu geben, so daß der Druck der Räder in die Richtung des Mittelsteges der Schiene hineinfällt, und ein Moment zum Umkippen nicht auftritt.

Die Eisenbahnräder bildet man entweder als Speichenräder oder als Scheibenräder aus und verwendet dazu Gußeisen, Schmiedeeisen und Stahl. In einzelnen Fällen hat man auch von recht festem trockenem Holze zur Bildung des Radkörpers zwischen Nabe und Kranz vortheilhaften Gebrauch gemacht.

Speichenräder von Gußeisen werden für Locomotivbahnen nicht mehr angewendet, dagegen empfehlen sie sich für Bahnen zum Erdtransport und für bergbauliche Zwecke wegen ihrer Billigkeit, und weil sie in diesen Fällen, wo die Fahrgeschwindigkeiten nur geringe sind, genügende Sicherheit gegen Stoßwirkungen bieten, auch wegen des harten Kranzes sehr dauerhaft sind.

In Fig. 258 ist ein solches Rad von Hartguß aus der Fabrik von Gruson dargestellt. Das Rad besteht mit Ausnahme der beiden um die Nabe A gezogenen schmiedeeisernen Ringe a aus einem Gußstücke, und zwar ist der Kranz B durch schnelle Abkühlung nach dem Gusse (Anwendung einer ausgedrehten gußeisernen Gießform) gehärtet, während die Nabe und die Speichen C wegen der langsamen Abkühlung weich bleiben.

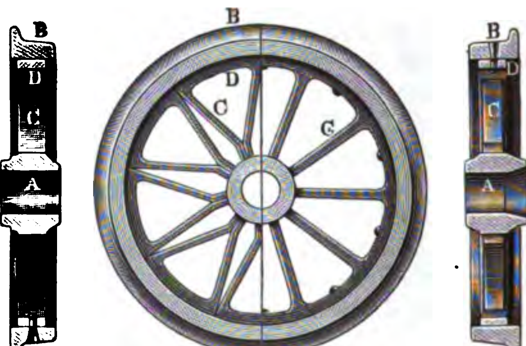
Fig. 258.



Die auf Eisenbahnen mit Locomotivbetrieb meist gebräuchlichen Speichenräder sind entweder gänzlich aus Schmiedeeisen resp. Stahl gebildet, oder bestehen nur in der Nabe aus Gußeisen.

Fig. 259 zeigt ein Rad der letzteren Art, bei welchem die Arme C in der gußeisernen Nabe direct durch Vergießen befestigt sind, während bei dem ganz aus Schmiedeeisen bestehenden Rade, Fig. 260, die Nabe A durch Zusammenschweißen der sectorenförmigen Armenden gebildet

Fig. 259. Fig. 260.



ist. In beiden Fällen hängen die Speichen mit einem schmiedeeisernen Unterreifen D zusammen, auf welchen der schmiedeeiserne oder stählerne Radreifen B, die Bandage, warm aufgezogen und mit dem er durch Nieten verbunden ist.

Anstatt der Speichen hat man vielfach die Anordnung einer oder zweier Scheiben zur Verbindung der Nabe mit dem Kranze gewählt. Diese Räder werden aus einem Stücke durch Gießen sowohl aus Hartguß wie aus Gußstahl gemacht. Solche Scheibenräder aus Hartguß von Ganz in Ofen mit einfacher und doppelter Wandung zeigen die Figuren 261 a u. 261 b. Der-

artige Scheibenräder werden auch aus Schmiedeeisen, durch Walzen und Schmieden erzeugt, und zwar entweder mit aufgezogener, Fig. 262 a, oder mit angeschweißter Bandage, Fig. 262 b.

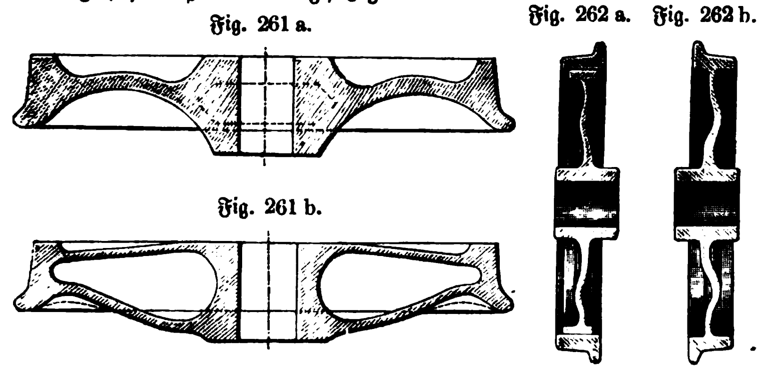


Fig. 261 a. Fig. 262 a. Fig. 262 b.

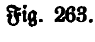
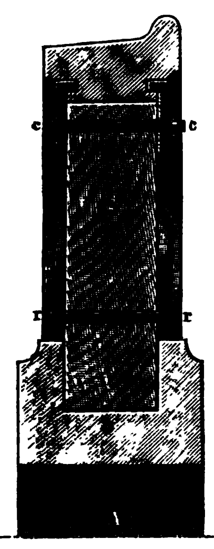


Fig. 261 b.

Holzscheibenräder werden in England und Amerika, Schweden und Rußland vielfach mit Vortheil verwendet. Die Scheibe besteht hierbei aus sectorenförmigen, dicht zusammengepreßten Stücken harten in Oel gekochten Holzes C (Cedern- und Teakholz), Fig. 263, deren Vereinigung durch die Bolzen a und die Ringe r und c geschieht. Man erkennt auch aus der Figur die zweckmäßige Verbindung des Radreifens mit dem Radkörper durch die beiden Ringe c, bei welcher Befestigungsart die Schwächung der Bandagen durch Bolzenlöcher umgangen, also auch eine weitergehende Ausnutzung der Radreifen ermöglicht ist. Die größere Elasticität der Holzscheibe verhindert wesentlich das Springen der Reifen im Winter und verursacht einen geräuschlosen ruhigen Gang. Besonders gut haben sich diese Räder in feuchtem Klima bewährt. Als Bremsräder dürfen sie jedoch wegen der entstehenden Erwärmung nicht verwendet werden, dasselbe gilt für Hartguß- und Gußstahlräder, welche letztere sich nach der Erwärmung durch Abkühlung härten würden. Eine Eigenthümlichkeit der Gußstahlräder ist das klingende Geräusch während der Fahrt.

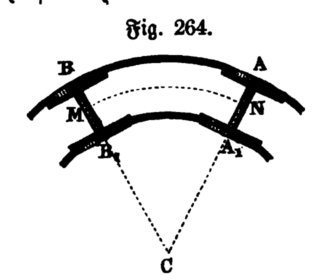
Fig. 263.



Anmerkung. In wieweit die conische Form der Radreifen ein Gleiten derselben in Curven verhindern kann, läßt sich in folgender Weise beurtheilen. Sei $CN = CM = \varrho$, Fig. 264 (a. f. S.), der Krümmungshalbmesser einer Curve

und $AA_1 = 2b$ die Entfernung der Schienen von Mitte zu Mitte, so verhalten sich die zwischen N und M zurückzulegenden Wege AB und $A_1 B_1$ wie $\varrho + b : \varrho - b$. Bedeutet r den Halbmesser des Rades an der Berührungsstelle, wenn die Axe ihre mittlere Stellung in der geraden Bahn hat, und ist mit ν das Neigungsverhältniß des conischen Radkranzes und mit ε die seitliche Verschiebung der Axe aus jener mittleren Stellung verstanden, so sind die Berührungshalbmesser auf beiden Schienen nunmehr durch $r + \nu\varepsilon$ und $r - \nu\varepsilon$ gegeben. Soll daher ein Schleifen gänzlich vermieden werden, so müssen diese Halbmesser sich wie die Wege AB und $A_1 B_1$ verhalten, d. h. man hat:

Fig. 264.



$$\varrho + b : \varrho - b = r + \nu\varepsilon : r - \nu\varepsilon.$$

Nimmt man nun den Radhalbmesser $r = 0{,}5\,\text{m}$, die Neigung $\nu = {}^1/_{17}$ und einen Spielraum bei schon abgenutzten Rädern $2\varepsilon = 20\,\text{mm}$, also die Verschiebung aus der Mitte $\varepsilon = 10\,\text{mm}$ an, so ist

$$r + \nu\varepsilon = 0{,}5006 \text{ und } r - \nu\varepsilon = 0{,}4994.$$

Daher hätte man aus

$$\varrho + b : \varrho - b = 5006 : 4994$$

$$\varrho = \frac{10000}{12} b = 833\,b = 833 \,.\, 0{,}75 = 625\,\text{m}.$$

Wenn daher der Curvenradius kleiner, oder wenn die Verschieblichkeit geringer ist, als hier angenommen, so ist der gedachte Ausgleich nicht möglich, und es muß ein theilweises Schleifen der Räder eintreten. Es muß hierbei indessen bemerkt werden, daß das für den größten zulässigen Spielraum der Spurkränze vorgeschriebene Maß von 25 mm für die normale Spurweite gilt, in Curven daher wegen der Spurerweiterung, welche bis zu dem Betrage von 30 mm steigen kann, auch eine entsprechend größere seitliche Verschiebung der Axe möglich ist.

§. 66. **Axen.** Die Axen der Eisenbahnwagen werden immer aus Schmiedeeisen oder Stahl gemacht. Wie schon bemerkt sind die Räder fest auf die Axen gezogen, und zwar geschieht dies so, daß man vermittelst einer hydraulischen Presse das schwach conisch ausgebohrte Rad mit großer Kraft (circa 1000 Ctr.) auf die gleichfalls conisch abgedrehte Axe von wenig größerer Stärke preßt, worauf die ausgedehnte Nabe eine genügende elastische Spannung erhält, um die Befestigung des Rades durch Reibung und ohne Hülfe von Keilen zu bewirken. Die Lagerstellen der Eisenbahnaxen bringt man bei den Wagen immer außerhalb der Räder an, welche klein genug sind, um unterhalb der Wagenkasten Raum zu finden, wodurch außer anderen Vortheilen derjenige einer leichten Zugänglichkeit zu den Lagern oder Axbüchsen erzielt wird. Nur bei Locomotivaxen liegen die Lager in der Regel innerhalb der Triebräder (s. unten).

Eine Wagenaxe wird zunächst durch den auf sie entfallenden Theil von dem Gewichte des Wagenkastens und der Ladung auf Biegung beansprucht, wobei man sich zu denken hat, daß die betreffende Belastung in der Mitte des Laufschenkels und die Unterstützung in der Schiene stattfindet. Ist Q das Gewicht eines vierrädrigen Wagens sammt Belastung, so kann man die auf einen Schenkel entfallende Last zu $\frac{Q}{4}$ annehmen, und daher ist das biegende Moment der ruhenden Last durch $\frac{Q\,l}{4}$ gegeben, wenn l den Horizontalabstand der Schenkelmitte von der benachbarten Schiene vorstellt, d. h. die halbe Differenz zwischen der Axenlänge zwischen den Schenkelmitten und der Entfernung der Schienenmitten (1,5 m). Dieses für die ruhende Axe geltende Biegungsmoment wird bei der Bewegung des Wagens in Folge der Stoßwirkungen vergrößert, und zwar kann man bei den gewöhnlichen Wagenconstructionen diese Vergrößerung des Schenkeldruckes nach Wöhler*) im Maximo zu $^3/_8$ des durch die ruhende Belastung erzeugten, daher das Biegungsmoment zu

$$\frac{11}{8}\,\frac{Q\,l}{4} = \frac{11}{32}\,Q\,l = 0{,}344\,Q\,l$$

annehmen.

Außer diesen Verticalkräften wirken auf die Axe noch gewisse horizontale Kräfte parallel der Axe, und zwar der Winddruck W auf die Wagenfläche, sowie die Ablenkungskraft, welche in Curven oder Weichen von der betreffenden Schiene gegen den Spurkranz des äußeren Rades ausgeübt wird. Ebenso ist die daselbst zwischen dem Laufkranze und der Schiene auftretende, einer Verschiebung sich widersetzende Reibung eine am Rade wirkende Horizontalkraft, welche eine biegende Wirkung auf die Axe ausübt. Die Größe des Winddruckes W kann man pro Quadratmeter Wagenfläche erfahrungsmäßig zu 1,27 Ctr. = 64 kg annehmen, und es ist daher das auf den Axschenkel wirkende Moment durch $\frac{W}{2}\,r$ ausgedrückt, wenn W den gesammten Winddruck gegen die Fläche eines zweiaxigen Wagens und r den Halbmesser eines Rades bezeichnet. Für einen gewöhnlichen vierrädrigen Wagen kann man W = 20 Ctr. = 1000 kg annehmen.

Die Horizontalkraft H, welche eine gerade ablenkende Schiene, z. B. die Einfahrtsschiene einer Weiche, gegen den Spurkranz ausübt, kann nach den Versuchen von Wöhler**) zu

*) S. H. v. Waldegg, Handbuch rc. Bd. II, S. 95, den Artikel von Wöhler über „Achsen".

**) S. Erbkam, Zeitschr. für Bauwesen 1858, S. 642.

$$H = \frac{c}{114} \sqrt{Q} \text{ Ctr.}$$

gesetzt werden, wenn c die dem Vorderrade des Wagens durch die ablenkende Schiene ertheilte Seitengeschwindigkeit bedeutet, welche sich zu $c = v \,.\, \alpha$ berechnet, unter v die Wagengeschwindigkeit und unter α das Neigungsverhältniß der Ablenkungsschiene gegen die gerade Bahn verstanden. Für gewöhnliche Fälle kann $H = \frac{11}{6} \sqrt{Q}$ Ctr. gesetzt werden. Endlich kann man die Größe der Reibung, welche die Schienenköpfe einer Seitenverschiebung der Laufkränze entgegensetzen, für jedes Vorderrad gleich $\frac{Q}{16}$ setzen.

Mit Rücksicht hierauf bestimmt sich das dicht an der Nabe auf Biegung der Axe wirkende Moment zu

$$\frac{11}{32} Q l + \frac{11}{6} r \sqrt{Q} + \frac{Q}{16} r + \frac{W}{2} r = M,$$

welchen Werth man gleich $\frac{\pi}{32} d^3 k$ zu setzen hat, unter d den Durchmesser der Axe dicht an der Nabe und unter k die höchstens zulässige Materialspannung verstanden, so daß man findet

$$d = \sqrt[3]{\frac{\frac{11}{32} Q l + \left(\frac{11}{6} \sqrt{Q} + \frac{Q}{16} + 10\right) r}{0{,}0982\, k}}.$$

Nach den zahlreichen von Wöhler angestellten Festigkeitsversuchen an Eisenbahnaxen von sehnigem Eisen, welche unter Belastung gleichzeitig gedreht wurden, zeigte sich, daß die Bruchbelastung bei schmiedeeisernen Axen zwischen 0,263 Ctr. = 13,15 kg und 0,244 Ctr. = 12,2 kg Faserspannung lag, wobei der Bruch im ersten Falle nach 19 Millionen Biegungen eintrat, während er im letzteren nach 123 Millionen Biegungen sich noch nicht einstellte. Unter Zugrundelegung eines dementsprechenden mit den bezüglichen Vorschriften des Vereins der Eisenbahnverwaltungen übereinstimmenden Werthes von k entwickelt Wöhler die Formel

$$d = 3{,}348 \sqrt[3]{\frac{11}{32} Q l + \left(\frac{11}{6} \sqrt{Q} + \frac{Q}{16} + 10\right) r} \text{ Millimeter,}$$

worin Q die Bruttobelastung eines vierrädrigen Wagens incl. Axen und Räder in Centnern bedeutet. In der Mitte soll man den Durchmesser der Axe im Verhältnisse $^{15}/_{16}$ geringer annehmen.

Hierbei ist die geringe Anstrengung auf Torsion außer Acht gelassen, welche die Axe durch den am Umfange der Räder wirkenden Reibungswider-

stand, sowie event. dann erleidet, wenn das eine Rad durch einen Widerstand, wie Bremsen, angehalten wird, und das andere vermöge seiner Masse weiter zu rotiren strebt.

Für die Stärke δ des Axschenkels von der Länge λ kann man, unter q die Belastung einer Axe in Centnern, also unter $\frac{q}{2}$ die eines Schenkels verstanden, die Formel

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{q\,\lambda}{0,0286}} \text{ Millimeter}$$

anwenden, wobei passend $\lambda = 1,75\,\delta$ bis $2\,\delta$ zu wählen ist. Nimmt man darin

$$\lambda = 1^7/_8\,\delta = 1,875\,\delta,$$

so erhält man

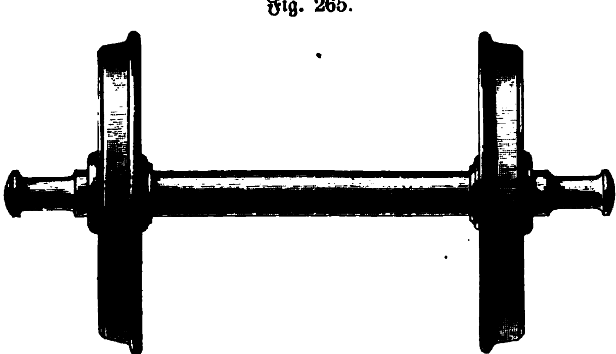
$$\delta = 7,4\,\sqrt{q} \text{ Millimeter.}$$

Die Festigkeit des Gußstahls ist in dem Verhältnisse 150 : 100 größer als die des Eisens, doch räth Wöhler mit Rücksicht auf die durch die Nabenpressung erzeugte Spannung des Materials die Axenstärke d an der Nabe nur im Verhältniß $\sqrt[3]{\frac{150}{130}} = 0,95$ kleiner anzunehmen, als bei Eisen. Die graphische Bestimmung der Angriffsmomente einer Eisenbahnaxe ist bereits in Thl. III, 1, §. 8 an einem Beispiele gezeigt worden.

Die Vereinbarungen der Eisenbahnverwaltungen schreiben für eiserne Axen bei einer Maximalbelastung von bezw. 75 Ctr., 110 Ctr. und 150 Ctr. Axenstärken an der Nabe von 100 mm, 115 mm und 130 mm und Schenkelstärken von 65 mm, 75 mm und 85 mm vor.

Bei Anwendung von Gußstahl können die Belastungen um 20 Proc. erhöht werden. Die Axe soll in keinem Punkte stärker als in der Nabe sein, und sollen alle scharfen Ansätze daran vermieden werden.

Fig. 265.



Die Form einer gewöhnlichen Eisenbahnwagenaxe ist aus Fig. 265 (a. v. S.) hinreichend ersichtlich.

§. 67. **Axbüchsen.** Unter Axbüchsen versteht man die Lager, vermittelst deren die Wagen sich auf die Axzapfen stützen. Eine zweckentsprechende Construction und sorgfältige Ausführung dieser Lager ist für den ganzen Eisenbahnbetrieb von der größten Wichtigkeit, nicht nur, weil die Zapfenreibungen einen beträchtlichen Theil des Zugwiderstandes ausmachen, sondern auch, weil bei der großen Geschwindigkeit der Axen mangelhafte Ausführung der Lager sehr großen Verschleiß an den Zapfen und Pfannen im Gefolge hat, und die Gefahr einer Zerstörung durch das so schädliche Warmlaufen nahe liegt. Man hat daher der Construction der Axbüchsen besondere Aufmerksamkeit zugewendet, wie die große Anzahl der vorgeschlagenen und zur Ausführung gebrachten Axbüchsen beweist.

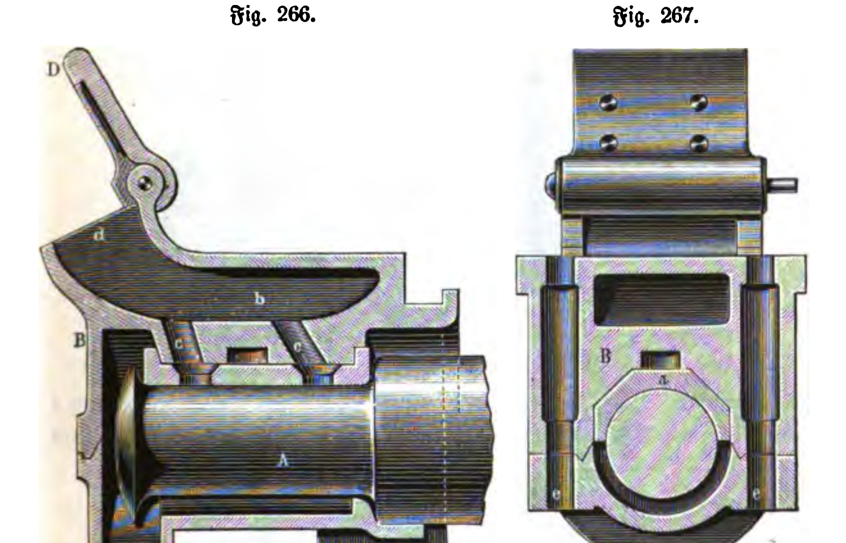
Alle Lager für Eisenbahnaxen stimmen darin überein, daß der Zapfen nur auf der oberen Hälfte mit einem Futter oder einer Pfanne aus Lagermetall versehen wird, welche Pfanne in eine gußeiserne Büchse genau eingepaßt ist, auf welche die Belastung des Wagens drückt. Diese Büchse muß überall gut geschlossen sein, einerseits, um den Verlust an Schmiermaterial thunlichst zu vermeiden, andererseits, um von dem Zapfen allen Staub fern zu halten, welcher, als Schleifmittel wirkend, baldiges Warmlaufen und Verderben des Zapfens und Lagers herbeiführen würde. Zu diesem Zwecke sind die Axbüchsen vorn vor dem Stirnende der Zapfen immer vollständig geschlossen, und man sorgt auf der hinteren Seite, wo die Axe in die Büchse eingeführt wird, für einen möglichst dichten Abschluß durch Scheiben von Filz, Leder oder passendem Material, welche die Axe zwischen der Radnabe und dem Schenkel umschließen.

Die größte Sorgfalt ist aus den schon angegebenen Gründen einer vorzüglichen Schmierung der Zapfenfläche zu widmen, bei welcher nicht bloß thunlichste Verminderung der Zapfenreibung, sondern auch möglichste Oekonomie des Schmiermaterials zu berücksichtigen ist, indem der Verbrauch an letzterem bei den Eisenbahnen einen erheblichen Ausgabeposten repräsentirt. Es ist erklärlich, daß die Construction der Axbüchsen wesentlich von der Beschaffenheit des angewandten Schmiermittels und namentlich von dessen Consistenz abhängen muß. Demgemäß kann man die Axbüchsen zunächst in solche für *dicke oder starre Schmiere* und in solche für *dünnflüssige oder Oelschmiere* unterscheiden.

Dicke Schmiere besteht in der Regel aus gewissen Mischungen von Talg, Fett, Thran, Palmöl und ähnlichen Stoffen in verschiedenen Zusammensetzungen, denen auch wohl Soda und gewisse Metallsalze wie Bleizucker

zugesetzt werden. Die Wirksamkeit aller steifen Schmieren beruht darauf, daß erst durch eine gewisse Erwärmung des Zapfens ein Theil der Schmiere schmilzt, worin ein großer Nachtheil zu erkennen ist, indem namentlich beim Ingangsetzen eines Wagenzuges die noch kalten Zapfen zunächst trocken laufen, weshalb die anfängliche Zugkraft sehr bedeutend ausfällt. Aus diesem Grunde ist man zum größten Theil von der Verwendung dicker Schmiere zurückgekommen, und zur Anwendung der vortheilhafteren Oelschmiere übergegangen, trotzdem die Axbüchsen für dicke Schmiere viel einfacher sind, als die für Oelschmiere.

Fig. 266. Fig. 267.



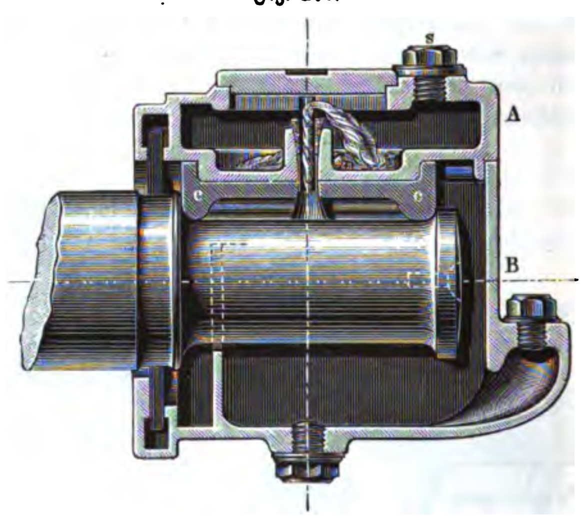
Eine solche für steife Schmiere früher vielfach gebrauchte Axbüchse zeigen die Figuren 266 und 267. Das Rothgußlager *a*, welches genau auf den Zapfen *A* gepaßt ist, sitzt fest in der gußeisernen aus zwei Theilen zusammengeschraubten Büchse *B*, auf deren obere Fläche die Tragfeder drückt (s. unten). Die steife Schmiere wird in die Kammer *b* durch die mit dem Deckel *D* verschließbare Oeffnung *d* eingedrückt, und gelangt bei der Erwärmung des Zapfens auf denselben durch die Oeffnungen *c*. Durch Schrauben in *e* werden die beiden Theile der Büchse *B* zusammengehalten.

Die flüssigen Schmiermittel für Eisenbahnaxen sind hauptsächlich Oele, sowohl vegetabilische wie Rüböl, Baumöl, Harzöl, wie thierische als Knochenöl und Fischthran, und mineralische, z. B. rohes Petroleum. Die hierfür in Anwendung kommenden Axbüchsen unterscheiden sich hauptsächlich durch die

Art und Weise der Oelzuführung, ob dieselbe von oben, oder von unten, oder allseitig geschieht.

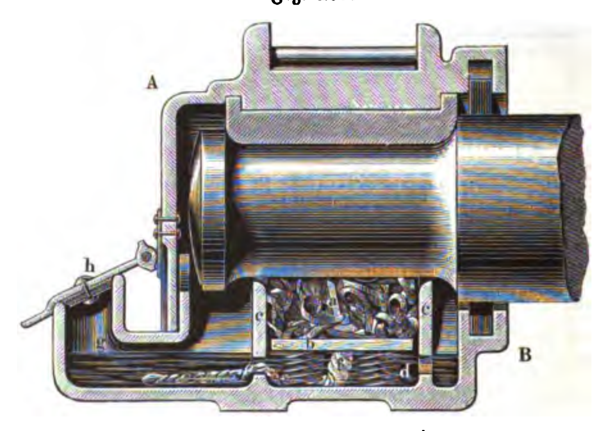
Eine Axbüchse für Mineralöl mit Zuführung des Oels von oben ist in Fig. 268 dargestellt. Der obere Theil *A* der Axbüchse enthält hier das

Fig. 268.



Reservoir zur Aufnahme des Oels, welches durch die Schraubenöffnung *s* eingefüllt und durch den angebrachten Saugdocht in ersichtlicher Weise dem

Fig. 269.



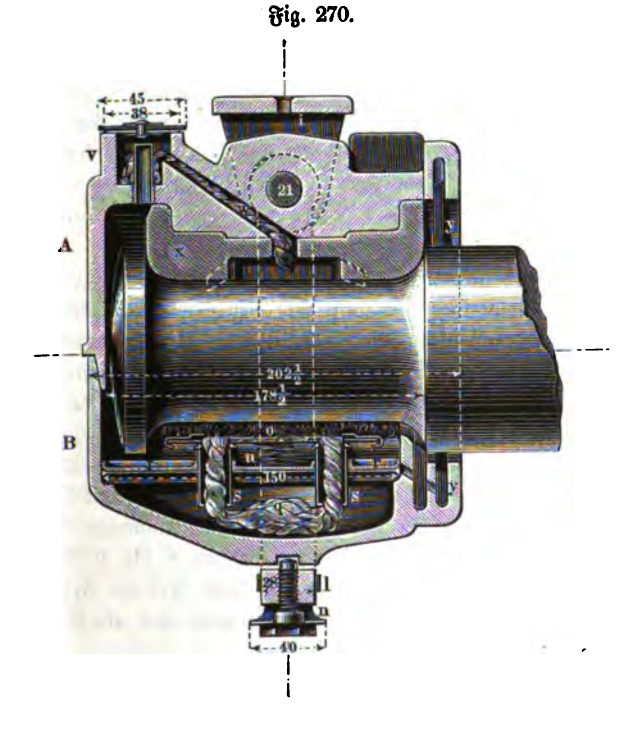
Zapfen zugeführt wird. Das Dichthalten der Büchse da, wo die Axe in dieselbe eintritt, geschieht durch eine aus zwei Theilen bestehende Holzscheibe,

deren beide Hälften durch eine Drahtfeder gegen die Axe gepreßt werden. Das in dem unteren Theile sich ansammelnde unreine Oel kann durch die daselbst angebrachte Schraube abgelassen werden. Eine Füllung des Oelreservoirs reicht für 4 bis 8 Wochen aus.

Auf den deutschen Bahnen wendet man meistens Axbüchsen an, in denen die Oelzuführung von unten geschieht und zwar in der Regel mit Hülfe eines Schmierpolsters von Plüsch oder Dochten, welches durch eine schwache Feder von unten gegen den Zapfen angedrückt wird. In Fig. 269 (Mecklenburg. Bahnen) ist *b* das mit Dochten *a* garnirte, durch die Schraubenfedern *d* gegen den Zapfen gedrückte Polster, welchem das Oel durch den Saugedocht *f* aus dem Oelbehälter *g* zugeführt wird. Die Einrichtung der Füllöffnung und die Dichtung der Axe bei *B* durch einen Filzring ist aus der Figur ersichtlich.

In Fig. 270 und Fig. 271 (a. f. S.) endlich ist noch eine sehr vollkommene Axbüchse von Klose (Vereinigte Schweizerbahnen) angeführt, bei welcher das

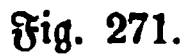
Fig. 270.



Oel sowohl von oben durch den Docht *w* wie von unten durch das Plüschpolster *o* zugeführt wird. Letzteres wird durch die Feder *u* gegen den Zapfen gedrückt und

erhält das Oel durch zwei Saugdochte aus dem Oelbehälter *s*. Dieser Behälter ist mit einer Siebplatte *r* abgedeckt, auf welcher eine Tuchlage ausgebreitet ist.

Fig. 271.





Diese Einrichtung hat den Zweck, das durch abgestoßene Metalltheilchen verunreinigte Oel, welches von dem Zapfen auf *r* tropft, zu filtriren, so daß das Oel in den Behälter *s* zurückgelangt, während die festen Verunreinigungen durch die Tuchlage zurückgehalten und von dort entfernt werden. Das durch *v* eingegossene Oel gelangt ebenfalls durch die Siebplatte *r* hindurch in den Behälter *s*. Das Oeffnen der Büchse ist hier durch den Bügel *l* sehr bequem gemacht, welcher, um die Zapfen *i* drehbar, nach Lösen der Schraube *m* zurückgeschlagen wird, um das Untertheil *B* der Büchse frei zu machen. Die Dichtung des Axenansatzes wird wieder durch die Filzscheibe *y* bewirkt.

Als einfachstes Mittel zum nachhaltigen Schmieren der Zapfen hat man neuerdings das Vollstopfen der ganz dicht abgeschlossenen Axbüchsen mit in Oel getränkter Baumwolle (auch Wolle, Seegras 2c.) angewendet und hat dadurch bei sehr einfacher Construction der Axbüchse recht günstige Resultate erlangt. Der Hauptnachtheil hierbei ist darin zu suchen, daß die Baumwolle sich mit der Zeit dicht zusammensetzt, wobei der Fall eintreten kann, daß sie nicht mehr gehörig mit dem Schenkel in Berührung bleibt. Auch geht bei Erneuerung der Füllung eine beträchtliche Quantität Oel, welches von der Baumwolle gebunden ist, verloren. Eine einmalige Füllung soll nach den Erfahrungen auf österreichischen Bahnen 8 bis 9 Monate ausreichen. In Amerika bedient man sich bei dieser Art von Axbüchsen, wie sie dort vielfach in Gebrauch sind, der Hobelspäne und als Schmiermittel des Fischthrans.

Die Axbüchsen, bei welchen ein im Untertheile in dem Oele schwimmender Cylinder, durch den Auftrieb gegen den Zapfen gedrückt, vermöge seiner Rotation den Schenkel schmiert (s. a. Thl. III, 1, Fig. 119), sowie diejenigen, bei denen ein vorstehender Rand des Zapfens in Oel tauchend eine stetige Oelung vermitteln

soll (analog der Fig. 118 in Thl. III, 1), haben keine allgemeinere Einführung erlangen können. Dasselbe gilt von den vorgeschlagenen Axbüchsen, bei denen man die Lagerschale durch einen den Zapfen rings umgebenden Kranz von Rollen zu ersetzen suchte, um die Zapfenreibung durch die geringere wälzende Reibung zu ersetzen. Diese Einrichtungen waren zu complicirt und für die hier vorkommenden großen Geschwindigkeiten nicht geeignet. Dagegen hat man mehrfach mit Vortheil der Lagerschale eine solche Lagerung in der Axbüchse gegeben, daß sie eine gewisse Beweglichkeit erhält, um sich beim etwaigen Schiefstellen der Axe doch immer dem Schenkel anschmiegen zu können.

Der Verbrauch an Oel wird bei verschiedenen Schmiermaterialien und verschiedenen Axbüchsen sehr verschieden angegeben, so z. B. auf 0,002 Pfund Mineralöl pro Lager und Meile bei den Axbüchsen der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn nach Fig. 268. Für die Beuther'schen Axbüchsen mit Oelzuführung von unten durch Saugdochte an zwei seitlich angebrachte Plüschpolster wird der Oelverbrauch sogar zu nur 0,0003 Pfund pro Axmeile und der Lagerverschleiß zu $4^1/_2$ Loth für 6068 durchlaufene Meilen angegeben. Axbüchsen mit Baumwolleausstopfung und Mineralölschmierung ergaben pro Lager und Meile 0,0035 Pfund Mineralöl und eine Lagerabnutzung von 1 Pfund pro 1000 Meilen bei Anwendung von mit Weißguß ausgegossenen Lagerpfannen. Es mag bemerkt werden, daß die Verwaltung der Hessischen Nordbahn bei ihren von oben und von unten mit Oelzuführung versehenen Axbüchsen pro Axmeile 0,093 Loth = 0,003 Pfund Rüböl gewährt.

Zu den Pfannen der Axbüchsen verwendet man verschiedene Metallgemische und zwar entweder Rothgußlegirungen, in denen Kupfer (75 bis 87 Proc.) neben Zinn und Zink den Hauptbestandtheil ausmacht, oder Zinn- und Bleilegirungen, in denen bezw. Zinn oder Blei vorherrscht. Nach den auf der österreichischen Südbahn über die Unterhaltungskosten angestellten Versuchen stellten sich diese Kosten pro Axbüchse und 1000 Meilen zu

15,26 Kreuzer für Rothgußlegirung,
19,11 „ „ Zinnlegirung,
9,23 „ „ Bleilegirung.

Der Verwendung der in dieser Hinsicht am günstigsten sich stellenden Bleilegirungen steht indessen der Umstand im Wege, daß diese Legirungen großen Axdrücken nicht genügende Widerstandsfähigkeit entgegensetzen.

Von besonderer Wichtigkeit für die Wahl der Lagercomposition ist außer der geringen Abnutzung namentlich ein kleiner Reibungsbetrag. Hierüber sind verschiedentlich Versuche mit Eisenbahnaxen unter den dem thatsächlichen Betriebe entsprechenden Verhältnissen von Kirchweger u. A. angestellt worden.

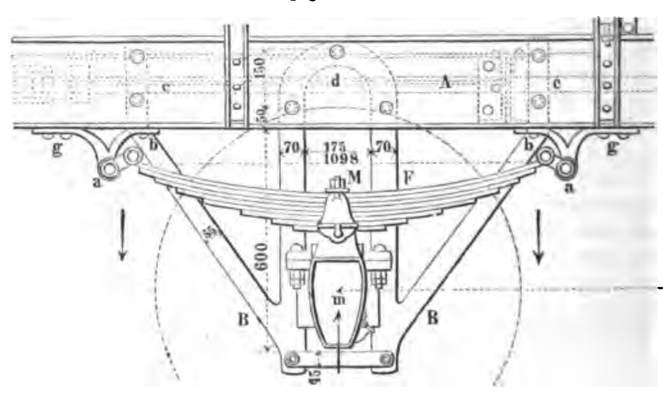
Als Resultat der Kirchweger'schen Versuche, welche bei 180 und 360 Axenumdrehungen pro Minute, oder 4 und 8 Meilen Fahrgeschwindigkeit pro Stunde angestellt wurden, ergab sich der Coefficient der Zapfenreibung für eiserne und gußstählerne Axen und bei Schmierung mit Rüböl zu 0,009 und 0,0099 für Zinncompositionen und Hartblei und zu 0,0141 für Rothgußlager. Auch zeigte sich nach diesen Versuchen, daß der Reibungscoefficient innerhalb der bei Eisenbahnen vorkommenden Grenzen unabhängig von der Größe der Belastung und Geschwindigkeit war, während die von Welkner und Bockelberg angestellten Versuche auf eine solche Abhängigkeit hinweisen.

Näheres hierüber sowie über Axbüchsen überhaupt findet sich in der gekrönten Preisschrift von H. v. Waldegg: Die Schmiervorrichtungen und Schmier-

mittel der Eisenbahnwagen, und in dem mehrerwähnten Handbuche für specielle Eisenbahntechnik, Bd. II.

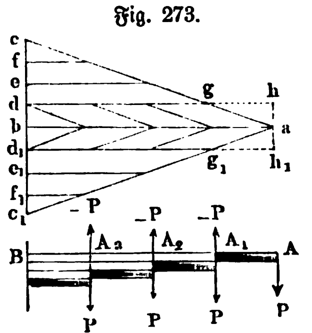
§. 68. **Federn.** Zur Milderung der Stoßwirkungen finden die Federn bei den Eisenbahnfahrzeugen eine sehr ausgedehnte Anwendung, und zwar sowohl als Tragfedern, welche dazu dienen, das Gewicht des Wagengestelles nebst der Ladung in elastischer Weise auf die Axbüchsen bezw. Axschenkel zu übertragen, als auch zu den Zug- und Stoßapparaten (Buffern). Die Form der Federn ist, diesen verschiedenen Anwendungen entsprechend, ebenfalls verschieden, indem zu den Tragfedern fast ausnahmsweise die aus Thl. I, §. 288 bekannten zusammengesetzten Blattfedern Anwendung finden, während für

Fig. 272.



Buffer und Zugvorrichtungen meistens Schraubenfedern gewählt werden. Auch hat man für letzteren Zweck, namentlich für die Buffer, vielfach Federn aus Gummi oder auch Kork angewendet, welche Materialien durch ihre rückwirkende Elasticität wirken.

Fig. 273.

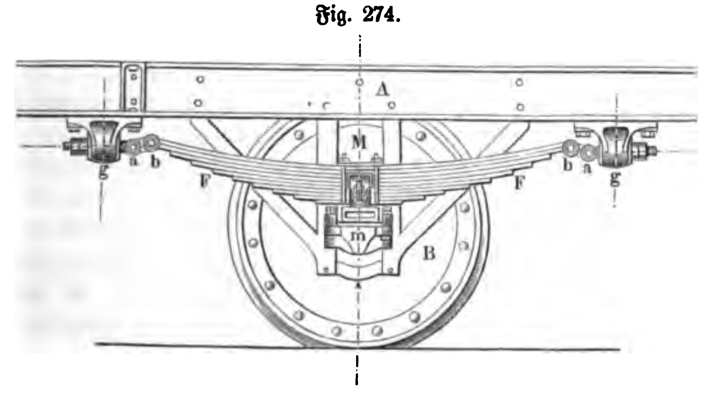


Was zunächst die Tragfedern anbetrifft, so werden dieselben fast ohne Ausnahme in der Form der Fig. 272 ausgeführt, wonach die Feder F aus einer Anzahl (sechs bis acht) übereinander liegender Stahllamellen von 75 bis 90 mm Breite und 12 bis 13 mm Stärke besteht, deren Länge, nach der Mitte hin abnehmend, so bemessen ist, daß die neben einander gelegten Hälften dieser Lamellen ein Dreieck $a c c_1$, Fig. 273, bilden. Wie schon in Thl. I näher ausgeführt, bildet diese Dreiecksfeder einen Körper gleichen Wider-

standes, bei welchem die Materialausnutzung eine viel vortheilhaftere ist, als bei einer Rechtecksfeder.

Das Zusammenhalten aller Lamellen geschieht entweder durch die parallelepipedische Federhülse M, welche sich auf die Axbüchse m setzt, oder nach Fig. 274 durch vier Schraubenbolzen und eine unter deren Muttern gelegte

Fig. 274.



Unterlagsscheibe. Zur Verhinderung einer Längenverschiebung der einzelnen Blätter auf einander wird meistens ein 7 mm starker Stift in der Mitte durch sämmtliche Blätter hindurchgezogen, und um eine seitliche Verschiebung zu verhindern, hat man in neuerer Zeit den Querschnitt der Blätter nach Fig. 275 gestaltet, derart, daß die vorstehende Rippe f jedes Blattes in die entsprechende Längsrille f_1 des darunter liegenden Blattes zu liegen kommt. Die Art, in welcher die Last des Wagens auf die Federn drückt, ist aus den Figuren 272 und 274 zu ersehen. An dem Gestelle A des Wagens sind zu dem Ende die Federstützen g befestigt, deren Augen a durch Hängeschienen mit den Bolzen b verbunden sind, welche durch die Augen gesteckt werden, zu denen die oberste Federlamelle beiderseits ausgebildet ist.

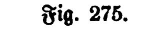
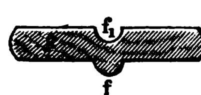


Fig. 275.



Eine directe Verbindung des Auges b mit der Federstütze g durch einen Bolzen ist offenbar nicht thunlich, da bei der Durchbiegung der Feder der Horizontalabstand der beiden Augen b sich verändert. Während die Federstützen bei Güterwagen meist wie in Fig. 272 mit unveränderlichen Gelenken versehen sind, wählt man bei Personenwagen in der Regel die Schraubenverbindung, Fig. 274, um die Spannung der einzelnen Federn eines Wagens und die Höhenlage des Wagenkastens bequem reguliren zu können.

Bei sechsrädrigen Wagen schaltet man bei den Federn der Mittelaxe in die Gehänge zwischen a und b noch einige Kettengelenke ein, um der Axe in Curven eine geringe Seitenverschiebung zu gestatten.

Die Länge der gewöhnlichen Wagenfedern beträgt für Güterwagen 1,1 m, für Personenwagen 1,7 bis 1,75 m. Man pflegt die Federblätter von vorn herein etwas zu krümmen, so daß sie im belasteten Zustande vermöge der Durchbiegung sich der geraden Gestalt nähern, und es pflegt die Pfeilhöhe etwa 130 mm zu betragen. Bei der Biegung der Blätter ist es erforderlich, die Krümmung für alle Lagen nach demselben Mittelpunkte vorzunehmen, damit ein genaues Aufeinanderliegen im unbelasteten Zustande stattfinde. In Folge dieser Krümmung werden sich die einzelnen Lagen der Feder bei der Durchbiegung etwas auf einander verschieben, so daß die stattfindende Reibung die Wirksamkeit der Feder in geringem Maße beeinträchtigt.

Was die Tragfähigkeit und Durchbiegung der Blattfedern anbetrifft, so wurde darüber in Thl. I, Cap. VI ausführlicher gehandelt. Es wurde daselbst gezeigt, daß die hier in Betracht kommende Blattfeder, entsprechend der Dreiecksfeder, bei der Biegung sich in allen Blättern nach einem Kreisbogen von demselben Halbmesser biegt, daher ein Auseinanderklaffen der Federlagen auch im belasteten Zustande nicht stattfindet, wenn die Lagen im unbelasteten Zustande zusammenpassen. Für die Tragkraft der Feder gilt die bekannte Formel

$$Q\,l = \frac{1}{6}\,b\,h^2 k,$$

unter Q die Kraft an einem Federende, dessen Abstand von der Kante der Federhülse l ist, unter h die Dicke des Stahls und unter b die Gesammtbreite aller einzelnen Lagen zusammen verstanden. Ebenso fand sich für die Durchbiegung oder Federung der Ausdruck

$$f = 6\,\frac{Q\,l^3}{b\,h^3 E} = \frac{k}{E}\,\frac{l^2}{h},$$

wenn E den Elasticitätsmodul und k die Spannung der äußersten Faserschicht bedeutet.

Für gute Gußstahlfedern kann man den Elasticitätsmodul $E = 25000$ kg und die größte zulässige Faserspannung zu 70 kg bei Federn für Personenwagen, dagegen nur zu 60 kg bei Güterwagen annehmen. Die Länge l jedes Federarmes hat man dabei von dem Rande der Federbüchse zu rechnen, hat aber als wirksame Breite die Summe der Breiten aller Blätter nach Abzug des Loches in der Mitte in die Rechnung einzuführen.

Es muß nun bemerkt werden, daß es nicht genügt, den Federn solche Dimensionen zu geben, vermöge deren im Zustande der Ruhe die größte Faserspannung jene zulässige Größe k nicht überschreitet, sondern es ist auch auf das sogenannte Federspiel, d. h. das beim Fahren sich einstellende Schwingen der Federn Rücksicht zu nehmen. In welcher Art dies geschehen kann, ergiebt sich aus folgender Betrachtung.

Eine mit Q am Ende belastete Feder biegt sich nach Vorstehendem um $f = 6 \frac{Q l^3}{b h^3 E}$ durch, also hat man die einer Durchbiegung zugehörige Kraft:

$$Q = \frac{b h^3 E}{6 l^3} f = \alpha f,$$

wenn α die für die Feder constante Größe $\frac{b h^3 E}{6 l^3}$ bezeichnet.

Wenn nun während der Fahrt in Folge eines das Rad treffenden Stoßes die Federbiegung f um einen Betrag x vergrößert wird, so daß die ganze Durchbiegung $f + x$ wird, so wirkt auf das Federende die Kraft

$$Q_1 = \alpha (f + x).$$

In Folge dessen sucht die Feder mit einer Kraft $Q_1 - Q = \alpha (f + x) - \alpha f = \alpha x$ in ihre Ruhelage, welche der Biegung um f entspricht, zurückzukehren, und geht über diese Lage um x hinaus, so daß die Feder in Schwingungen geräth. Für diese Schwingungen ist die Acceleration durch

$$p = \frac{Q_1 - Q}{Q} g = \frac{\alpha x}{Q} g = \frac{g}{f} x,$$

also proportional dem Abstande x von der Ruhelage gegeben. Wegen dieser Proportionalität ergiebt sich für diesen Schwingungszustand nach Thl. I, Anhang, §. 1 die Zeitdauer einer einfachen Schwingung zu

$$t = \pi \sqrt{\frac{f}{g}},$$

analog einem einfachen Kreispendel, dessen Länge gleich der Durchbiegung f der Feder in der Ruhelage ist. Hieraus erkennt man zunächst, warum die Schwindungsdauer t mit der Größe der Durchbiegung f wächst, also die Anzahl der Schwingungen kleiner wird, woraus folgt, daß der Gang des Wagens um so ruhiger wird, je stärker der letztere beladen ist.

Was die größere Anstrengung anbetrifft, welcher die Feder in Folge der Stoßwirkungen ausgesetzt ist, so erkennt man aus der Formel

$$Q_1 - Q = \alpha x = \frac{b h^3 E}{6 l^3} x,$$

daß diese Vergrößerung der Anstrengung außer von x, d. h. von der Beschaffenheit der Fahrbahn, nur von den Abmessungen und dem Material der Feder, nicht aber von der ruhenden Belastung Q abhängt. Wenn man nach Wöhler annehmen kann, daß durch die Stoßwirkungen eine Vergrößerung des Schenkeldruckes von höchstens $^3/_8$ desjenigen im Ruhestande eintritt, so hätte man

$$Q_1 = {}^{11}/_8\, Q$$

zu setzen, und würde die Dimensionen der Feder aus der Formel

$$Q l = {}^1/_6\, b h^2 k$$

zu bestimmen haben, indem man für k einen Werth gleich $\frac{8}{11} = 0{,}727$ der oben als höchstens zulässig angegebenen Faserspannung (60 resp. 70 kg) einführt. Berechnet man diesen Dimensionen entsprechend die Durchbiegung f der Feder im Ruhezustande, so würde während des Federspiels die Durchbiegung den Betrag $^{11}/_8 = 1{,}375\, f$ erreichen.

Was die Beurtheilung des für Federn zu verwendenden Stahls betrifft, so wurde schon in Thl. I, §. 292 angeführt, daß dasjenige Material das vorzüglichste sein werde, für welches die Größe $A = {}^1/_2\, \frac{k^2}{E}$ (Arbeitsmodul der zulässigen Spannung) den größten Werth hat, da die von einer Feder zu leistende oder aufzunehmende Federungsarbeit sich durch

$$L = {}^1/_2\, P f = \frac{1}{c}\, A V$$

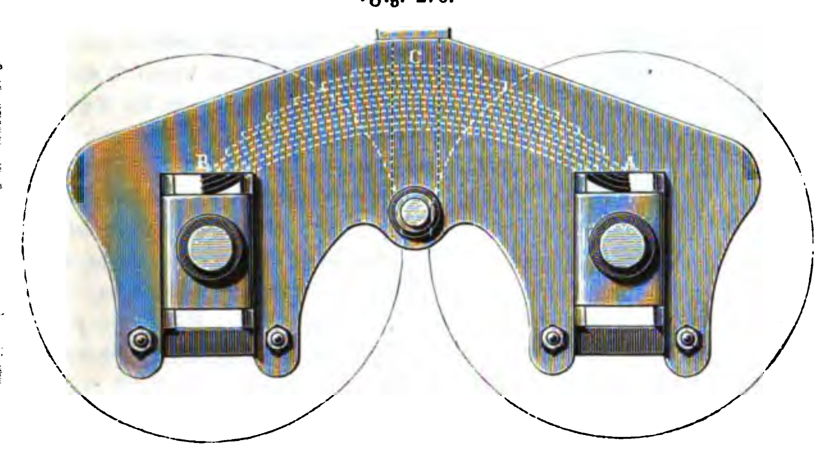
ausdrückt, unter V das Volumen der Feder und unter c eine von der Federconstruction abhängige Constante verstanden. Es muß in dieser Hinsicht auf obige Stelle verwiesen werden und sei nur noch angeführt, daß hieraus sich der vortheilhafte Einfluß erklärt, welchen das Härten und darauf folgende Anlassen des Stahls bis zur sogenannten Federhärte auf die Wirksamkeit der Federn ausübt, indem durch die genannten Operationen erfahrungsmäßig die Größe k der zulässigen Spannung bedeutend, der Elasticitätsmodul E aber nur unwesentlich erhöht wird, der Werth $A = {}^1/_2\, \frac{k^2}{E}$ also größer ausfällt.

Zuweilen werden die Federn auch in umgekehrter Lage, Fig. 276, angebracht, so namentlich bei den vierrädrigen Drehgestellen amerikanischer Wagen, wobei die Feder mit ihren Enden A und B sich auf die Axbüchsen der beiden Axen stützt, während sie in der Mitte C den Wagen trägt. Auch Balanciers schaltet man wohl zwischen die Federn sechsrädriger Wagen ein, worüber ein Näheres bei den Locomotiven angeführt wird.

Für Erdtransportwagen und Kohlenwagen wendet man auch wohl Federn aus recht zähem, trockenem und astfreiem Eschenholze von der einfachen Construction Fig. 277 an, wobei zwei Blätter a von 1,6 m Länge und b von 1,3 m Länge über einander in der Mitte sich auf die Axbüchse c stützen, während der Wagen mittelst der Klötze d die Enden des zweimal eingeschnittenen oberen Blattes a belastet. Dabei dienen die Klammern e zur Verhinderung einer Seitenverschiebung.

Für die Stoßvorrichtungen, Buffer und Zugorgane der Eisenbahnfahrzeuge hat man zwar auch die vorbesprochenen Blattfedern in Anwendung

Fig. 276.



gebracht, doch haben sich hierfür in neuerer Zeit vielfach Schraubenfedern wegen deren bequemer Anordnung eingeführt. Eine solche Schraubenfeder,

Fig. 277.



deren Theorie in Thl. I, §. 291 gegeben wurde, entsteht bekanntlich in der Weise, daß ein längerer Stahlstab um einen Cylinder in schraubenförmigen Windungen herumgewickelt wird. Das Material wird hierbei beim axialen Zusammendrücken auf Torsion beansprucht und es gestatten diese Federn, wie alle Torsionsfedern, eine sehr vortheilhafte Ausnutzung des Materials. Dem Stahlstabe giebt man für Eisenbahnzwecke in der Regel 5 bis 8 mm Dicke und 130 mm Breite des Querschnittes und läßt, um die große Länge zu vermeiden, die Durchmesser der Windungen derartig abnehmen, daß sich die Windungen in einander schieben lassen. Dadurch entsteht die von Baillie (1845) zuerst angegebene Schneckenfeder, Fig. 278 (a. f. S.),

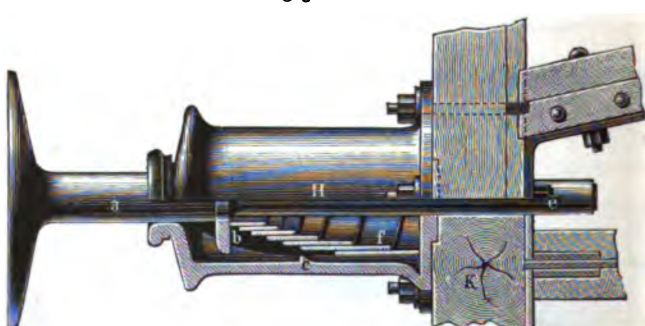
bei welcher der Durchmesser des Dorns etwa 40 bis 60 mm, der äußere Durchmesser etwa 120 bis 170 mm und die Höhe 190 bis 250 mm beträgt. Die Steigung der aus einem rechteckigen Streifen von gleicher Breite gewundenen Gänge pflegt man so anzunehmen, daß durch den größten Druck oder Zug die Feder zu einem Cylinder zusammengepreßt wird. Hinsichtlich der Berechnung der Tragfähigkeit und Federung muß auf das über die Schraubenfedern in Thl. I, Abschn. IV, Cap. 6 Gesagte verwiesen werden.

Fig. 278.



Als Tragfeder wird die Schneckenfeder selten und nur für geringere Belastung angewandt, dagegen häufig für die Buffer und Zugstangen. Die Anordnung eines Buffers ist aus Fig. 279 ersichtlich. Die Feder *f* ist hier in die gußeiserne, an das Kopfholz *K* des Wagengestelles geschraubte

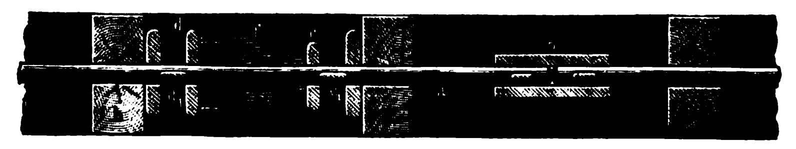
Fig. 279.



Hülse *H* gesteckt, und kann durch die auf der Bufferstange *a* angebrachte Scheibe *b* so weit zusammengedrückt werden, bis diese Scheibe an den Ansatz *c* der Bufferhülse tritt. Der Keil *e* verhindert das zu weit gehende Heraustreten der Bufferstange.

Die Anbringung einer Schneckenfeder auf der durchgehenden Zugstange der Wagen, wie sie sich auf der Rheinischen Bahn findet, zeigt Fig. 280.

Fig. 280.



Die durchgehende Zugstange a (s. auch d. folg. Paragraphen), welche aus einzelnen durch Keilmuffen b gekuppelten Stücken besteht, ist durch die Feder f geführt, welche zwischen den beiden Scheiben c und d durch Keile c_1 und d_1 gespannt ist, die ihrerseits wieder in den festen Rahmenquerhölzern g und h ihre Widerlager finden. Es erhellt hieraus, wie eine auf die Stange a in der einen oder anderen Richtung ausgeübte Zugkraft eine Compression der Feder f zur Folge haben muß, indem zu dem Zwecke die Keillöcher der Keile c_1 und d_1 in der Zugstange a um das Federspiel nach innen verlängert sind.

Anstatt der Schneckenfedern sind in neuerer Zeit auch vielfach Gummifedern insbesondere für Buffer zur Anwendung gekommen, wofür sie sich wegen des nicht stetig, sondern nur vorübergehend wirkenden Druckes vorzüglich eignen. Diese Federn bestehen aus einzelnen ringförmigen Scheiben von vulcanisirtem Gummi, die, durch eiserne Zwischenplatten von einander getrennt, in größerer Anzahl (6 bis 8) in eine Bufferhülse eingelegt werden, so daß die central hindurchtretende Bufferstange auf sie in ähnlicher Weise wirken kann, wie auf eine Baillie'sche Schneckenfeder. Besonders hat sich hierfür die Werder'sche Construction, Fig. 281, bewährt, bei welcher jede Gummischeibe a auf der einen Seite mit einem ringförmigen Wulste b und auf der anderen mit einer entsprechenden Rille c versehen ist, denen entsprechend die eisernen Zwischenscheiben geformt sind, um eine seitliche Verschiebung der Gummischeiben zu hindern. Die Einrichtung eines mit solcher Gummifeder versehenen Buffers dürfte aus Fig. 282 ohne

Fig. 281.

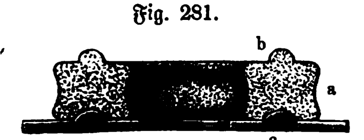
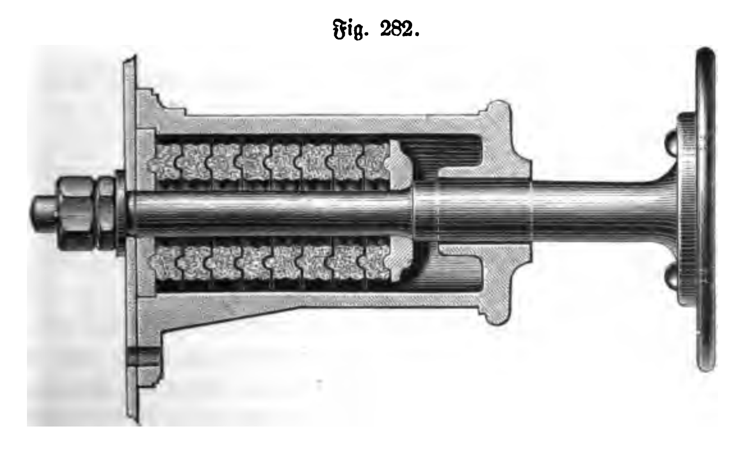


Fig. 282.



Weiteres klar sein. Auch Korkscheiben hat man anstatt der Gummiringe mit günstigem Erfolge verwendet.

In Bezug auf die sonst noch vorgeschlagenen und zur Verwendung gekommenen Federn, z. B. die Buchanan'schen Parallelfedern, die Adams-schen Bogenfedern, die Belleville'schen aus flachen Kegelscheiben bestehenden Federn u. a. muß auf die speciellen Werke über Eisenbahntechnik verwiesen werden.

Beispiel. Es sollen die Verhältnisse für die Feder eines Güterwagens bestimmt werden, deren ganze Länge 1,1 m beträgt, und auf welche im ruhenden Zustande eine Last von 72 Ctr. = 3600 kg übertragen wird.

Hier ist Q für jedes Federende gleich 1800 kg und die freie Länge jedes Federarmes, wenn die Federhülse etwa 0,1 m lang ist, gleich 0,5 m zu setzen. Nimmt man eine höchstens zulässige Anstrengung des Stahls im Zustande der Bewegung von $k = 60$ kg, also im Zustande der Ruhe von $\frac{8}{11}\, 60 = 43,63$ kg an, so erhält man die Breite b aller Lamellen bei einer Stärke des Stahls $h = 14$ mm durch

$$1800 \,.\, 500 = \frac{1}{6}\, b\; 14 \,.\, 14 \,.\, \frac{8}{11}\; 60$$

zu

$$b = \frac{900000}{1425} = 632 \text{ mm.}$$

Setzt man die Feder aus acht Lamellen zusammen, so ist die Breite jeder derselben mit Berücksichtigung der Verschwächung in der Mitte durch den etwa 7 mm starken Stift zu $\frac{632}{8} + 7 = 86$ mm anzunehmen. Die Durchbiegung der Feder hat bei der größten Faserspannung $k = 60$ kg den Werth

$$f = \frac{k}{E}\,\frac{l^2}{h} = \frac{60}{25000}\,\frac{500^2}{14} = 43 \text{ mm.}$$

Die Feder gelangt bei dieser Durchbiegung in Schwingungen, für welche die Dauer einer einfachen Schwingung zu

$$t = \pi \sqrt{\frac{0,043}{9,81}} = 0,208 \text{ Secunden}$$

folgt, so daß die Feder in diesem Zustande in der Minute $\frac{60}{2 \,.\, 0,208} = 144$ Doppelschwingungen macht.

§. 69. **Rahmen.** Das Gestell eines Eisenbahnwagens, welches sich mittelst der Federn auf die Axschenkel stützt und zur Aufnahme des je nach dem Zwecke verschieden gestalteten Wagenkastens dient, besteht der Hauptsache nach immer aus einem rechteckigen Rahmen, der aus zwei Längsträgern und zwei Kopf- oder Stoßschwellen gebildet ist, die durch eine entsprechende Anzahl von Querschwellen und Diagonalen hinreichend versteift sind, um den darauf einwirkenden Kräften zu widerstehen. An den Lang-

trägern sind die sogenannten Axhalter oder Axgabeln befestigt, gabelförmige Theile aus Schmiedeeisen, deren verticale Zinken die Axbüchsen in einer entsprechenden Nuth so zwischen sich fassen, daß der Büchse eine verticale Verschiebung zwischen den Schenkeln nach Maßgabe des Federspiels gestattet ist. Wie schon im vorigen Paragraphen angeführt, stützt sich für gewöhnlich die Feder mit ihrem mittleren Theile auf die Axbüchse, und da die Federgehänge ebenfalls an den Längsträgern befestigt sind, so wird das ganze Gewicht des Wagengestelles und Kastens durch die Federn in elastischer Art auf die Axbüchsen resp. Axschenkel übertragen. Bei den gewöhnlichen Erdtransportwagen und den Hunden für Bergwerksbetrieb, bei denen Federn meist nicht verwendet sind, werden die Axbüchsen direct an den Langträgern befestigt und fallen die Axgabeln fort.

Der Wagenkasten wird entweder in starrer Weise direct mit dem Gestellrahmen verbunden, oder man schaltet zwischen dem Kasten und dem Rahmen bei Personenwagen wohl besondere Federn ein, um die das Gestell treffenden Stöße zu mildern. Ueber diese Anordnung sowie über die Ausführung der Wagenkasten wird weiter unten gesprochen werden.

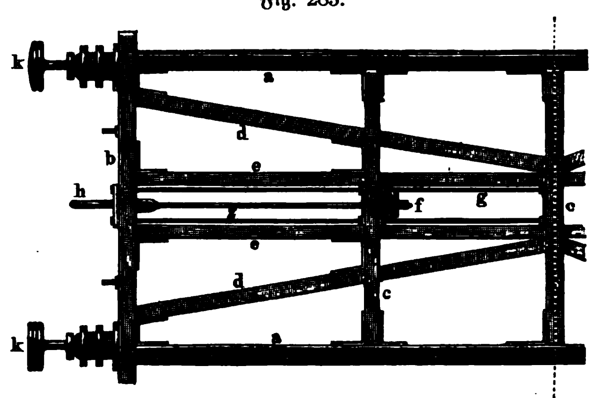
Zur Aufnahme der horizontalen Stöße, welche die an einander gekuppelten Wagen eines Zuges auf einander in der Bewegungsrichtung ausüben, sind die Kopfschwellen mit besonderen Prallapparaten, den Buffern, versehen, von deren Einrichtung schon im vorhergehenden Paragraphen gesprochen wurde. Bei den Erdtransportwagen pflegt man diese Buffer einfach durch die beiderseits über die Kopfschwellen verlängerten Längsträger zu bilden. Endlich ist jeder Wagen an beiden Enden mit einem Zugapparate zu versehen, welcher die Verbindung mit dem folgenden und dem vorausgehenden Wagen gestattet, und durch welchen die Zugkraft auf den Wagen übertragen wird. Auch dieser Zugapparat wird, um die Stöße beim plötzlichen Anziehen zu mildern, mit elastischen Organen versehen, wovon ebenfalls oben schon gesprochen wurde. Ueber die Art der Wagenverbindung soll ein Näheres unter „Kuppelungen" angeführt werden.

Die Wagengestelle oder Rahmen wurden früher ganz allgemein aus Holz, und zwar möglichst trockenem gesundem Eichenholze gefertigt. Die Wandelbarkeit dieses Materials, welche nur schwierig dauernd gute Verbindungen und den so wichtigen Parallelismus der Axen erreichen läßt, verbunden mit den gesteigerten Holzpreisen und der Entwickelung der Eisenindustrie haben das Holz zum großen Theile aus den Gestellen verschwinden lassen. Wenigstens macht man die Langträger jetzt fast allgemein aus gewalzten Schmiedeeisenträgern von I oder [förmigem Querschnitte. Auch für die Kopfschwellen, Querverbindungen und Diagonalen wird vielfach Schmiedeeisen von eben solchen Querschnitten verwendet, so daß die Wagengestelle gänzlich aus Schmiedeeisen bestehen, doch hat man, namentlich für Personenwagen,

für die untergeordneten Theile vielfach das Holz beibehalten, weil ganz eiserne Gestelle einen harten für die Fahrenden unangenehmen Gang zeigten.

Ein hölzernes Wagengestell, wie es auf der Sächsischen Staatsbahn in Gebrauch ist, zeigt Fig. 283 im halben Grundrisse. Hier sind *a* die beiden

Fig. 283.



Langhölzer, *b* das eine Kopfholz, *c c* sind Querschwellen und *d* diagonale Streben, während *e* noch zwei Längshölzer und *g* schmiedeeiserne Anker sind. Die Zugstange *z* mit dem Zughaken *h* und der Gummifeder *f* ist aus der Figur deutlich, ebenso wie die beiden Buffer *k*.

Ein theilweise aus Eisen gebildeter Rahmen für vierrädrige Wagen der Cöln-Mindener Bahn ist durch Fig. 284 und Fig. 285 im Längsschnitte

Fig. 284.

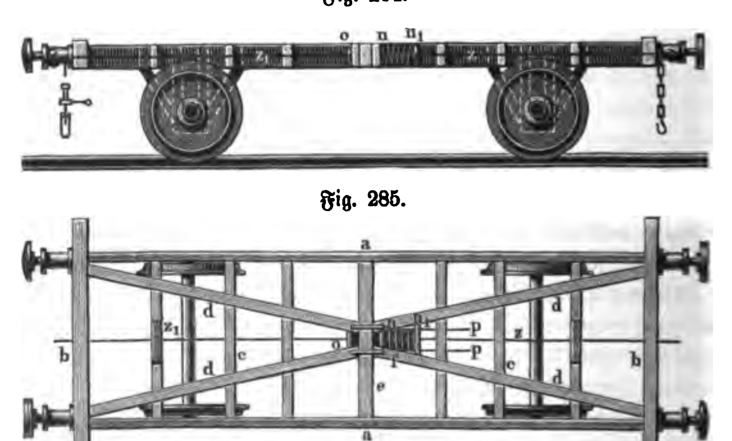
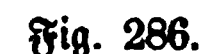
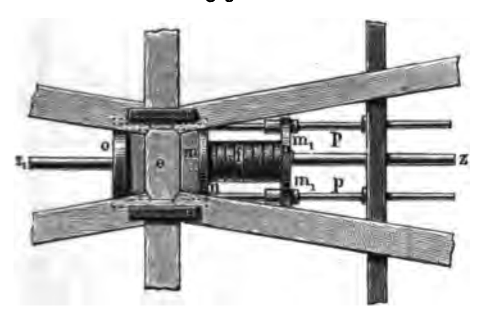


Fig. 285.

und Grundrisse veranschaulicht. Die Längsträger *a* sind hier aus Schmiedeeisen von I förmigem Querschnitt gemacht, während zu den Kopfschwellen *b*, Diagonalen *d* und Querstücken *c* Holz verwendet ist. Der Zugapparat, Fig. 286, besteht aus den beiden Stangen *z* und z_1, von denen *z* mit ihrer Mutter *m* beim Anzuge die Scheibe *n* ergreift, während z_1 mit der Scheibe *o* und den beiden Bolzen *p* verbunden ist, welche letzteren mittelst der Muttern m_1 gegen die Platte n_1 wirken. Die zwischen *n* und n_1 eingeschlossene Gummifeder *f* wird daher zusammengedrückt, ebensowohl durch einen Zug der Stange *z*, wobei die Platte *o* in der Mittelschwelle *e* ihren Halt findet, wie auch durch den Zug der Stange z_1, wobei die Scheibe n_1 gegen die Feder drückt, welche nun durch die Scheibe *n* sich gegen das Mittelholz stützt.


Fig. 286.



Aus den Figuren erkennt man auch die Anordnung der schmiedeeisernen Axhalter, deren Schenkel in Nuthen zu beiden Seiten der Axbüchse eintretend, derselben zwar eine Bewegung in verticaler Richtung gestatten, beim Anziehen des Gestelles aber die Büchse und damit die Axe zum Fortrollen zwingen. Da diese Axhalter gut in die Nuthen eingepaßt sind, so ist die Axe auch an einer seitlichen Bewegung, in der Richtung quer zur Bahn, gehindert, nur bei den Mittelaxen sechsrädriger Wagen giebt man den Schenkeln der Axhalter wohl etwas Spielraum in den Nuthen der Axbüchsen, um in Curven der Mittelaxe eine geringe Verschiebung nach ihrer Länge zu gestatten. Die Aufhängung der Tragfedern durch die Gehänge und die Federstützen dürfte nach dem Früheren klar sein. Eine zwischen den Federstützen an die Längsträger geschraubte Stütze dient nur zur Sicherheit gegen die Ueberlastung der Tragfedern, indem sie sich bei deren zu großer Durchbiegung direct auf die Axbüchse setzt.

In Fig. 287 und Fig. 288 (a. f. S.) ist ferner noch das Gestell eines amerikanischen Wagens zur Hälfte im Längsschnitt und Grundriß gezeichnet. Diese Wagen sind zufolge der eigenthümlichen dortigen Verhältnisse, welche auf möglichste Beschränkung der Baukosten, also Anwendung scharfer Krümmungen in den Bahnlinien hinweisen, mit je zwei vierrädrigen Untergestellen von kurzem Radstande versehen, welche nach Art der Drehgestelle der gewöhnlichen Straßenfuhrwerke um je einen verticalen Reibnagel drehbar gemacht sind. Das hölzerne Wagengestell läßt in *c* ein starkes Querholz erkennen,

das bei *d* zur Aufnahme eines kräftigen Bolzens (Reibnagels) dient, welcher ebenso durch das Untergestell hindurchtritt. Letzteres besteht aus zwei kurzen

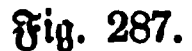
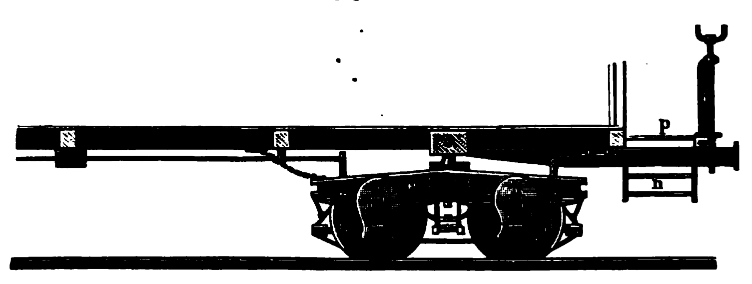
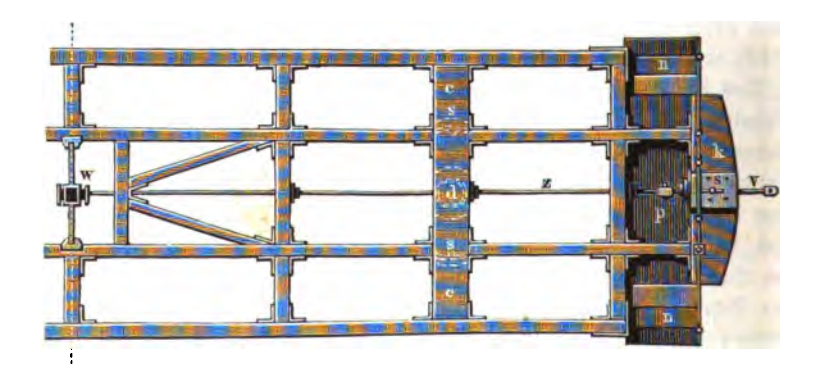


Fig. 287.



Seitenstücken *c* mit den Axhaltern *h* und einem starken Querstücke zur Aufnahme des Reibnagels und zweier segmentartiger Gußplatten, auf welchen

Fig. 288.



das Mittelstück *c* des Obergestelles mit entsprechenden Segmenten *s* in ähnlicher Weise ruht, wie der Lenkschemel der Landfuhrwerke auf der Vorderaxe. Der Rahmen des Obergestelles tritt hier an jedem Ende über den Wagenkasten hinaus, um eine Plattform *p* zu bilden, deren Zugänglichkeit von beiden Seiten durch die Treppen *n* erreicht wird. Die starken Kopfhölzer *k* an jedem Ende sind abgerundet, um beim Durchlaufen von Curven das Anstoßen der Ecken zu vermeiden. Der ganzen Länge des Wagengestelles nach geht eine Zugstange *z*, welche in der Mitte mit dem Wagen durch eine Blattfeder *w* verbunden ist, und welche an jedem Ende bei *s* mit einer Gabel versehen ist zur Aufnahme des Verbindungsgliedes *v* zweier Wagen. Ueber die Art dieser Verbindung siehe den folgenden Paragraphen.

Diese Wagen mit drehbaren Gestellen, bei welchen letzteren der Radstand nur gering ist, gestatten das Durchfahren von schärferen Curven, als die in Europa gebräuchlichen Wagen mit festgelagerten Axen. Inwiefern der Radstand hierbei von Einfluß ist, kann in folgender Art verdeutlicht werden.

Wenn ein Wagen mit festen Axen, deren horizontale Entfernung l sein möge, durch eine Bahnkrümmung zum Halbmesser ϱ fährt, so sind die Umdrehungsebenen der Räder nicht mehr, wie in gerader Bahn, parallel mit den Schienen, sondern sie weichen von den letzteren um einen gewissen Winkel δ ab, welcher als der Winkel, welchen die Tangente des Kreises mit der Sehne von der Länge l bildet, bekanntlich durch die Gleichung

$$\sin \delta = \frac{l}{2 \varrho}$$

gegeben ist. In Folge dieser Abweichung hat jedes Rad ein Bestreben zum Entgleisen, und wenn dasselbe auch durch das Vorhandensein der Spurkränze verhindert wird, so tritt hierdurch doch eine starke Reibung der Spurkränze an den Schienenköpfen ein, in Folge deren in Krümmungen der Zugwiderstand der Locomotive wesentlich vergrößert wird, auch die Abnutzung der Spurkränze beträchtlich ausfällt. Diese Nachtheile treten um so stärker auf, je größer der Radstand l und je kleiner der Krümmungshalbmesser ϱ ist. Besonders groß werden diese Uebelstände bei sechsrädrigen Fuhrwerken mit festen Axen, wo natürlich unter l die Entfernung der äußeren Axen zu verstehen ist. Außerdem hat man in diesem Falle die nothwendige Verschiebung der Mittelaxe gegen die Schienen zu berücksichtigen, welche gleich der Bogenhöhe

$$h = \frac{l^2}{8 \varrho}$$

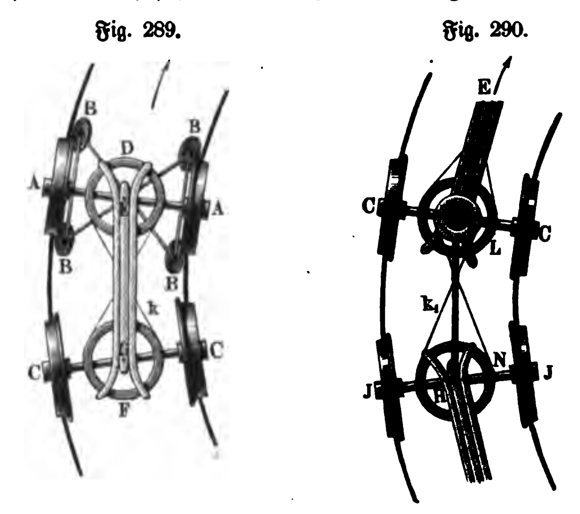
ist, und welches Maß natürlich in der Radkranzbreite seine Grenze findet. Es ist daher zum Befahren scharfer Krümmungen geboten, den Radstand möglichst gering anzunehmen, und diese Rücksicht hat zur Anwendung der drehbaren Gestelle mit dicht neben einander liegenden Rädern bei den langen amerikanischen Wagen geführt.

Man hat auch noch in mannichfach anderer Weise die Eisenbahnwagen so zu construiren versucht, daß die Anwendung kleiner Krümmungshalbmesser dadurch ermöglicht ist, denn diese Möglichkeit ist für die Ermäßigung der Baukosten von Eisenbahnen von der größten Bedeutung. So ist z. B. bei dem Arnoux'schen Systeme, welches auf der 1,48 Meilen langen Bahn von Paris nach Sceaux zur Verwendung (1846) kam, die Einrichtung getroffen, daß jede einzelne Axe sich um einen festen Reibnagel in ihrer Mitte drehen kann, und es sind die sämmtlichen Axen mit einander so in Verbindung

gebracht, daß sie sich alle normal zur Bahncurve stellen müssen, sobald die erste Axe zu einer solchen Stellung veranlaßt wird.

Die von Arnoux gewählte Anordnung ist durch die Figuren 289 und 290 verdeutlicht. Damit sich hier die vorderste Axe A, Fig. 289, beim Eintritte

Fig. 289. Fig. 290.



des Wagenzuges in eine Curve normal zu derselben stellt, also die Räder in den Tangentialebenen an die Schienen sich drehen, ist mit dieser Axe unterhalb ein Kreuz fest verbunden, dessen vier Arme die gegen den Horizont geneigten Rollen B tragen, welche sich von innen gegen die Schienen stemmen. In Folge dieser Anordnung stellt sich die Axe A, welche um den Reibnagel E drehbar ist, normal zu der Schienencurve. Damit auch die andere Axe C des Wagens, welche um den Reibnagel G drehbar ist, sich normal zur Curve stelle, sind die Axen A und C mit zwei gleich großen Scheiben D und F verbunden, über welche eine gekreuzte Kette k geführt ist. Die beiden Reibnägel E und G sind mit dem Wagengestelle in dem unveränderlichen Abstande $EG = l$ fest vereinigt. Wird nun beim Einfahren in eine Bahnkrümmung die Axe A durch die Leitrollen B aus der ursprünglich zu EG senkrechten Stellung um einen Winkel δ nach rechts gedreht, so muß durch die Wirkung der gekreuzten Kette k die Axe C sich um einen ebenso großen Winkel δ nach links drehen, woraus sich ergiebt, daß auch diese Axe C sich normal zu der Curve, d. h. nach dem Krümmungsmittelpunkte hin gerichtet stellt. Jeder der beiden Winkel EGC und GEA hat die Größe $90^0 - \delta$.

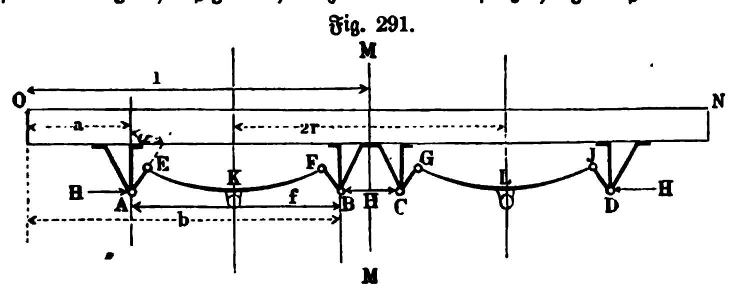
Um auch den Axen der folgenden Wagen eine solche normale Stellung zu ertheilen, ist der Reibnagel jeder hinteren Axe C, Fig. 290, eines voran-

gehenden Wagens mit dem Reibnagel der vorderen Axe J des folgenden Wagens durch eine Stange GH von ebenfalls der Länge l gekuppelt, und auf dieser Stange eine Kettenscheibe L angebracht, von welcher die Kette k_1 nach einer auf der Axe J befestigten Scheibe N geführt ist. Beim Einfahren in die Curve nimmt die Kuppelstange GH die Stellung einer Sehne an, und es muß daher wegen der gleichen Abstände l der Reibnägel der Winkel HGC ebenfalls gleich $90^0 - \delta$ sein. Folglich hat sich die Kuppelstange HG relativ gegen den Langbaum EG des vorhergehenden Wagens um den Winkel 2δ gedreht, und da die Scheibendurchmesser von L und N sich wie $1:2$ verhalten, so wird durch die Kette k_1 die Axe J um δ gegen HG verdreht. Der Winkel GHJ ist daher ebenfalls gleich $90^0 - \delta$, d. h. auch die Axe J steht normal zur Bahncurve u. s. w.

Eine größere Verbreitung hat dieses System wegen seiner Complicirtheit nicht gefunden, obwohl es Curven von sehr geringem Halbmesser (50 bis 60 m) gestattet. Auch sonst hat man noch vielfach versucht, das angestrebte Ziel durch geeignete Constructionen zu erreichen, meistens dadurch, daß man den Axbüchsen eine gewisse Drehbarkeit in ihren Führungen ertheilte, so daß die Axen in Folge der von den Schienen gegen die Spurkränze ausgeübten Drehkräfte sich in Curven von selbst radial stellen. Ein Weiteres hierüber wird bei Besprechung der Locomotiven angeführt werden.

Die Anstrengung eines Längsträgers ON, Fig. 291, durch die auf denselben als gleichmäßig vertheilt zu denkende Last Q hängt außer von der

Fig. 291.



ganzen Länge $2l = ON$ desselben und dem Radstande $2r = KL$ auch von der Art der Aufhängung der Federn EF und GJ ab, wie folgende Betrachtung lehrt. Sei $q = \frac{Q}{2l}$ die Belastung des Längsträgers pro Längeneinheit, so kommt bei symmetrischer Anordnung auf jedes Rad K und L ein Druck $\frac{Q}{2} = lq$, und es ist daher der Verticaldruck auf jede Federstütze A und B gleich $V = \frac{1}{2} lq$. Dieser Druck erzeugt in jedem Gehänge wie AE, das unter dem Winkel α gegen die Verticale gerichtet ist, einen Horizontalzug in der Richtung nach der Axe hin, gleich

$$H = V \, tang \, \alpha = \tfrac{1}{2} \, l \, q \, tang \, \alpha.$$

Bezeichnet nun $2r$ den Radstand KL, ferner f die horizontale Entfernung AB zweier Federstützen, und h den verticalen Abstand der Stützen unter der Mitte des Langträgers, so bestimmen sich für die verschiedenen Theile des letzteren die auf Biegung wirkenden Kraftmomente für irgend einen Punkt im Abstande x vom Ende durch:

(1) $M = q \frac{x^2}{2}$ für die Endstücke OA und ND,

(2) $M = q \frac{x^2}{2} + Hh - V(x-a) = \frac{q}{2} [x^2 + l \, tang \, \alpha . h - l(x-a)]$

für die zwischen den Federstützen gelegenen Stücke AB und CD und

(3) $M = q \frac{x^2}{2} - V(x-a) - V(x-a-f) = \frac{q}{2} [x^2 - l(2x - 2a - f)]$

für das mittlere Trägerstück zwischen B und C.

Zunächst erhält man für $x = a$, d. h. für den Stützpunkt A aus Gleichung (2) das Moment

$$M_1 = \frac{q}{2} (a^2 + l h \, tang \, \alpha).$$

Dieser Werth M_1 entspricht einem relativen Maximum des Momentes, denn in allen anderen Punkten der Strecke AB ist das Moment kleiner. Hiervon überzeugt man sich leicht, wenn man x um irgend eine Größe ε zunehmen läßt, also $x = a + \varepsilon$ setzt. In diesem Falle wird das Moment

$$M = \frac{q}{2} (a^2 + \varepsilon^2 + 2 a \varepsilon + l h \, tang \, \alpha - l \varepsilon)$$

$$= M_1 + \frac{q \varepsilon}{2} (\varepsilon + 2a - l),$$

also kleiner als M_1, da in dem vorliegenden Falle der Werth $(\varepsilon + 2a - l)$, in welchem ε höchstens gleich f werden kann, immer negativ sein wird.

Außerdem findet sich ein anderes relatives Maximum in der Strecke BC, wofür man aus (3) durch Differentiiren erhält

$$\frac{\partial M}{\partial x} = \frac{q}{2} (2x - 2l) = 0; \; x = l.$$

Das zweite relative Maximum findet daher in der Mitte M des Trägers statt, und hat die Größe

$$M_2 = \frac{q}{2} [l^2 - l(2l - 2a - f)],$$

oder da $2l - 2a - f = KL = 2r$ gesetzt werden kann, so ist

$$M_2 = \frac{q}{2} l^2 - q l r.$$

Die relativ größten Momente finden daher über den äußeren Stützen A und D und in der Mitte M statt. Da nun die Längsträger gewalzt, also von prismatischer Form sind, das Trägheitsmoment des Querschnittes daher überall von gleicher Größe ist, so wird man eine möglichst vortheilhafte Construction erhalten, wenn man die Bruchmomente an den gedachten drei Stellen A, M und D von gleicher Größe macht. Man hat hierfür die Bedingung:

$$M_1 = M_2$$

oder

$$a^2 + l h \tang \alpha = l^2 - 2 l r.$$

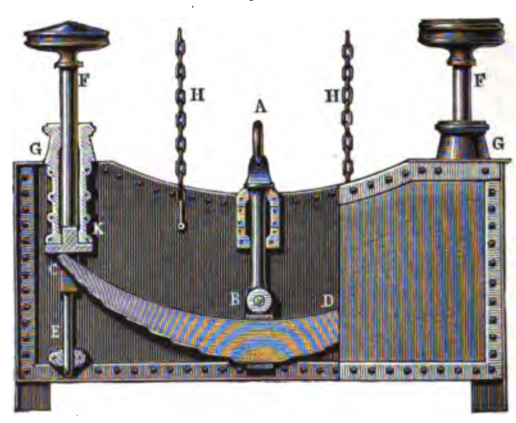
Um dieser Bedingung zu genügen, kann man bei einer gegebenen Länge l des Rahmens und gegebener Federlänge f den Radstand r bestimmen, indem man in obige Gleichung $a = l - r - \frac{f}{2}$ einsetzt und daraus r entwickelt.

Man erkennt aus obiger Rechnung auch den Einfluß von α, und ersieht, daß das Bruchmoment über den äußeren Stützen $M_1 = \frac{q}{2}(a^2 + l h \tang \alpha)$ um so größer wird, je größer α, d. h. je straffer die Federn gespannt sind. Für gewöhnliche Ausführungen pflegt man α zwischen 45^0 und 65^0, also $\tang \alpha$ zwischen 1 und 2 und h etwa gleich $0{,}04\,l - 0{,}05\,l$ anzunehmen.

Kuppelungen. Damit bei dem plötzlichen Anziehen eines Wagens §. 70. durch die Locomotive der heftige Stoß möglichst gemildert werde, welcher für die Fahrenden sowohl wie für die Construction gefährlich werden kann, hat man schon früh die Zugstangen durch Einschaltung von Federn mit einer gewissen Elasticität begabt. Ursprünglich wandte man hierfür, wie auch für die Buffer, Blattfedern an, derart etwa, daß die Federhülse B, Fig. 292 (a. f. S.), einer Blattfeder mit der Stange des Zughakens A verbunden wurde, während die Enden der Blattfeder gegen die Bufferstangen EF wirkten. Doch führte man, nach Bekanntwerden der Schnecken- und Gummifedern, diese wegen ihrer bequemen Anordnung ziemlich allgemein hierfür ein, besonders die ersteren, da die Gummifedern weniger gut einem ununterbrochen wirkenden Drucke widerstehen. Die in den Figuren 283 bis 285 vorgeführten Wagengestelle zeigen solche Anordnungen mit elastischen Zugstangen. In diesen Fällen sind die beiderseits an dem Wagen befindlichen Zugstangen von einander getrennt, indem in Fig. 283 die Zughaken überhaupt ganz isolirt und von einander unabhängig angebracht sind, während in Fig. 284 und

Fig. 285 die beiden Zugstangen z und z_1 nur durch die für beide gemeinsame Feder in einer gewissen Verbindung stehen, ohne daß aber ein Herausziehen z. B. der Stange z und damit verbundenes Zusammendrücken der Feder direct ein Mitfolgen der anderen Zugstange z_1 erzeugt. Eine solche An-

Fig. 292.



ordnung von durchbrochenen, d. h. von zwei mit einander nicht in directem Zusammenhange stehenden Zugstangen, hat zwar gewisse Vortheile, aber auch ihre Nachtheile. Die Vortheile bestehen darin, daß die Ingangsetzung eines Wagenzuges verhältnißmäßig leicht bewirkt wird, indem die Wagen nach einander ihre Bewegung empfangen, während bei einer starren Verbindung aller Wagen durch eine ununterbrochene Stange sämmtliche Wagen in demselben Augenblicke gleichzeitig in Bewegung gesetzt werden müssen. Dagegen werden die Zugfedern bei dieser hier gedachten Anordnung ganz bedeutend in Anspruch genommen, besonders bei schweren Zügen und starken Steigungen. Die Anstrengung dieser Federn ist besonders für die vorderen Wagen groß, denn man erkennt leicht, daß jede Feder mit einer Kraft gespannt werden muß, welche dem Widerstande nicht nur ihres eigenen Wagens, sondern auch aller nachfolgenden zusammen gleichkommt. In Folge dessen kamen denn häufig übermäßige Anstrengungen und Beschädigungen der Zugfedern vor.

Man hat diesen Uebelstand zuerst in den Jahren 1848 und 1849 bei den starken Steigungen der Semmeringsbahn dadurch umgangen, daß man alle Wagen mit einem ununterbrochen durchgehenden Gestänge versah, mit welchem jeder einzelne Wagen mittelst einer Zugfeder verbunden wurde. Es ist klar, daß vermöge dieser Anordnung jede Zugfeder nur durch den Widerstand des eigenen Wagens gespannt wird, indem auf jeden Wagen die Zug-

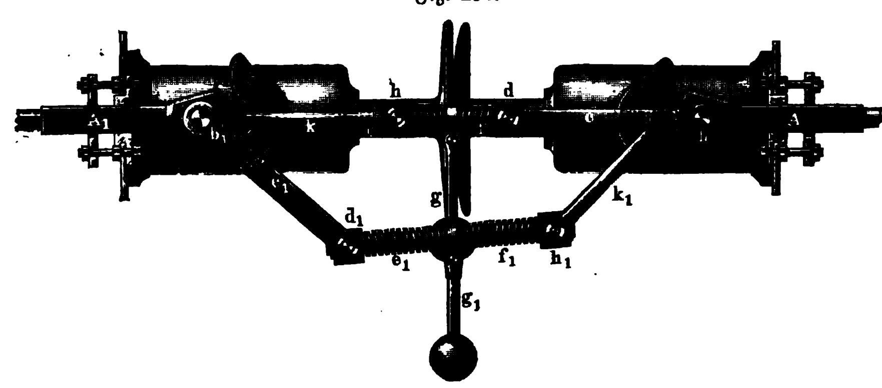
kraft direct von der Zugstange aus durch die betreffende Feder übertragen wird. Das Gestänge selbst ist natürlich zwischen je zwei Wagen mit der entsprechenden Vorrichtung zum Ein- und Auskuppeln, der sogenannten Kuppelung, versehen. Ein Beispiel einer solchen durchgehenden Zugstange wurde ebenfalls oben in Fig. 280 angeführt und besonders darauf aufmerksam gemacht, daß eine Zugkraft in der Zugstange sowohl nach der einen wie nach der anderen Richtung thätig, auf die fest mit dem Wagengestelle verbundene Feder wirken muß. Die Verbindung der Zugstange mit dem Wagen durch eine Feder hat man sonst noch in verschiedener Weise, meist aber mittelst einer Baillie'schen Schneckenfeder vorgenommen. Die Anwendung durchgehender Zugstangen hat sich seitdem sehr verbreitet, die technischen Vereinbarungen der deutschen Eisenbahnverwaltungen stellen solche als empfehlenswerth und für Güterwagen als nothwendig hin.

Was nun die Verbindung der einzelnen Wagen mit einander anbetrifft, so geschah früher die Kuppelung derselben durch Ketten von einiger Länge, derartig, daß bei der Ingangsetzung eines Zuges die Wagen nicht sämmtlich zugleich, sondern einer nach dem anderen in Bewegung geriethen, wodurch zwar die Ingangsetzung der Züge erleichtert wurde, aber Stoßwirkungen im Augenblicke des Bewegungsanfangs unvermeidlich werden mußten, welche für die Fahrenden sehr lästig waren. Man verließ daher dieses System und wandte sich dem jetzt in Europa allgemein gebräuchlichen zu, bei welchem mittelst einer Schraubenkuppelung die Wagen so weit zusammengezogen werden, daß ihre Buffer mit mäßigem Drucke auf einander wirken. Hierdurch werden die gedachten Erschütterungen beim Ingangsetzen des Zuges nicht nur vermieden, sondern es wird auch ein ruhigerer Gang erzeugt. Dagegen muß der allerdings hiermit verbundene Nachtheil einer schwierigeren Ingangsetzung des Zuges mit in Kauf genommen werden.

Die vorgedachte Schraubenkuppelung, wie sie auf den deutschen Bahnen für Personenwagen ganz allgemein in Gebrauch ist (für Güterwagen benutzt man noch häufig die Verbindung mittelst doppelter Ketten), zeigen die Figuren 293 und 294 (a. f. S.). Hier endigt die Zugstange jedes Wagens an jedem Ende in einen Haken a, mit welchem durch den Bolzen b zwei Schienen c verbunden sind, deren andere Enden in ihren Augen die Zapfen einer Mutter d für die Spannschraube ef aufnehmen. Letztere, mit dem Arme g zum Umdrehen versehen, trägt auf f linkes und auf e rechtes Gewinde zur Aufnahme einer zweiten Mutter h, welche an ihren Zapfen den Bügel k trägt, der über den Haken a_1 des anderen Wagens gehängt wird. Nachdem dies geschehen, wird ein Zusammenspannen der Wagen durch Umdrehung der Schraube ef an dem Arme g so weit vorgenommen, daß die Buffer zur Berührung kommen. Auch an dem Haken a_1 ist eine eben solche Schraubenvorrichtung $b_1\, c_1$ und k_1, welche für gewöhnlich außer Thätigkeit

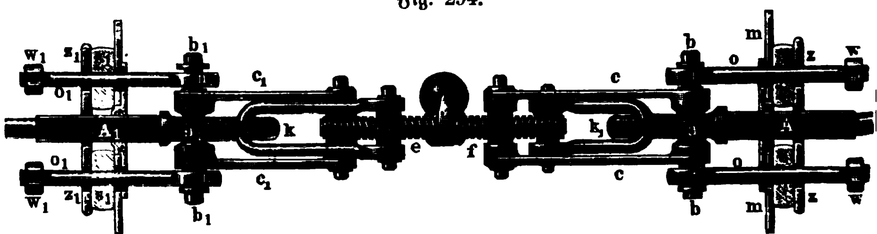
ist, und nur in dem Falle in Gebrauch genommen wird, daß die eine Kuppelung bricht. Außerdem sind neben jedem Haken noch zwei Nothketten

Fig. 293.



angebracht, welche in Thätigkeit kommen sollen, sobald ein Brechen der Hauptkuppelung eintritt. Da die Wirksamkeit dieser Nothketten eine sehr

Fig. 294.



zweifelhafte ist, indem erfahrungsgemäß auch sie nach eingetretenem Reißen der Hauptkuppelung in der Regel durch den damit verbundenen Stoß zum Bruche gekommen sind, so ist man neuerdings der Frage näher getreten, wie diese Nothketten zu ersetzen sein möchten. In dieser Beziehung sind die Verbesserungen von Wichtigkeit, welche Uhlenhuth an der Schraubenkuppelung vorgenommen hat. Diese Verbesserungen betreffen zwei Punkte. Erstens wird die zweite, für gewöhnlich nicht zur Wirkung kommende Schraubenkuppelung ebenfalls, wie in den Figuren gezeigt ist, im nicht gespannten Zustande in den Haken a eingehängt, so daß diese Kuppelung die Stelle der Nothketten im Falle eines Bruches der Hauptkuppelung wirksam ersetzt. Hierzu ist nur nöthig, den Zwischenraum zwischen den Schienen c und c_1 so weit zu halten, daß der Bügel k_1 resp. k dazwischen hindurchtreten kann, derart, daß beide Bügel gleichzeitig in ihre Haken gehängt werden können. Die zweite Verbesserung von Uhlenhuth besteht in der Anbringung einer besonderen Fangvor-

richtung, welche dann zur Wirkung kommt, wenn die Zugstange *A* bricht. Zu dem Ende ist der durch den Haken *a* gehende Bolzen *b*, Fig. 294, welcher zur Aufnahme der Schraubenvorrichtung dient, beiderseits verlängert und tritt mit seinen Enden in die Augen *n* zweier Bolzen *o*, welche durch die Kopfschwelle *m* und die Gummischeiben *s* hindurchtreten und hinterhalb die Muttern *w* tragen. Es ist hiernach deutlich, wie bei einem Bruche der Zugstange *A* die beiden Fangbolzen *o* so weit heraus gezogen werden, bis die Muttern *w* auf die schmiedeeisernen Scheiben *z* schlagen, wobei der Stoß durch die Elasticität der Gummischeiben *s* aufgenommen wird. Diese einfachen Einrichtungen scheinen sich sehr gut zu bewähren.

Ein Hauptübelstand, welcher bisher der allgemeinen Einführung der Schraubenkuppelung auch für Güterwagen im Wege stand, lag in den häufigen Beschädigungen dieser Vorrichtungen bei dem Rangiren der Züge,

Fig. 295.

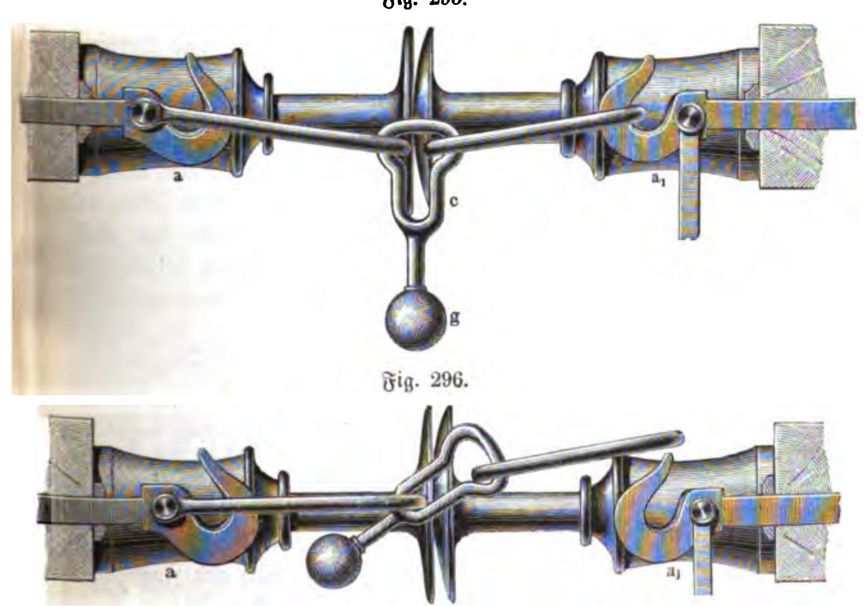


Fig. 296.

wobei wegen der Kürze der Zeit das Zusammenspannen häufig unterbleibt, und wobei man die Bügel so weit von einander entfernt hält, daß ein bequemes und rasches Einhängen in die Haken möglich ist. Die Folgen hiervon sind dann beim kräftigen Anziehen der Locomotive Stöße und Brüche der Schraubenspindeln. Diese Uebelstände zu vermeiden, dient die von Luschka angegebene Kuppelung, Fig. 295 und Fig. 296 *), welche durch Ein-

*) Aus Petzholdt, Studien über Transportmittel.

fachheit und Handlichkeit sich auszeichnet. Anstatt der Schraubenspindel dient hier zur Verbindung der beiden Bügel das Stück *c*, welches durch ein Gewicht *g* sich von selbst vertical stellt, sobald die Buffer gegen einander treffen, Fig. 295, während die Lösung durch einfaches Heben des Armes *g* geschehen kann, wie aus Fig. 296 ersichtlich ist.

Die vielfachen Unglücksfälle, welche beim Rangiren durch die Nothwendigkeit hervorgerufen worden sind, daß der betreffende Arbeiter zum An- und Auskuppeln der Wagen zwischen die Buffer treten muß, haben schon lange Zeit die Aufmerksamkeit der Eisenbahntechniker auf die Construction solcher Kuppelungsvorrichtungen gelenkt, bei welchen das Kuppeln erfolgen kann, ohne ein Zwischentreten des Ausführenden zwischen die Buffer nöthig zu machen. Diese Bemühungen haben aber bislang trotz der vor mehreren Jahren Seitens der deutschen Eisenbahnverwaltungen ausgeschriebenen Preisconcurrenz zu keinem Apparate geführt, welcher den zu stellenden Bedingungen, namentlich was die Einfachheit der Construction und Bedienung anbetrifft, genügt hätte *). Die Schwierigkeiten dürften hauptsächlich in dem in Europa allgemein angenommenen Zweibuffersystem zu finden sein, während man an den Wagen der amerikanischen Bahnen, welche mit nur einem Buffer an jedem Ende versehen sind, nicht nur gefahrlose, sondern auch selbstthätig wirkende Kuppelungsvorrichtungen allgemein in Gebrauch hat. Es möge diese Art der Kuppelung noch etwas näher besprochen werden.

Fig. 297.

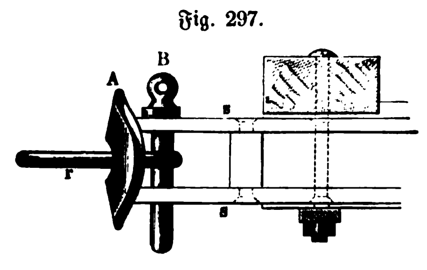
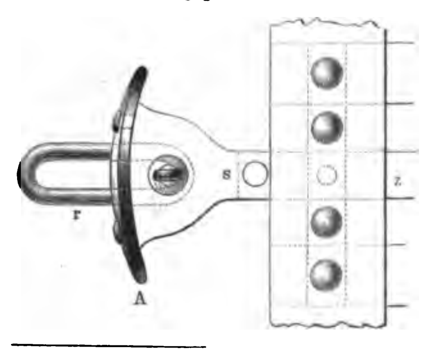


Fig. 298.

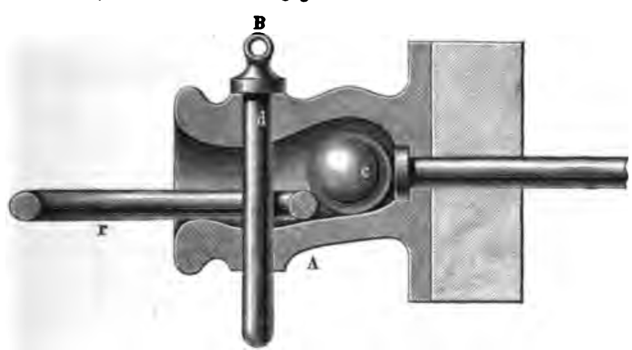


Wie aus dem in Fig. 287 und Fig. 288 gezeichneten Gestelle der amerikanischen Wagen zu erkennen ist, geht durch den ganzen Wagen der Länge nach eine Zugstange *z*, welche mit dem Wagen in der Mitte elastisch verbunden an jedem Ende eine Gabel *s* zur Aufnahme des Kuppelungsgliedes trägt. Diese Gabel *s* ist in Fig. 297 und Fig. 298 näher dargestellt. Als Kuppelungsglied dient der Ring

*) S. darüber u. A. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure 1875.

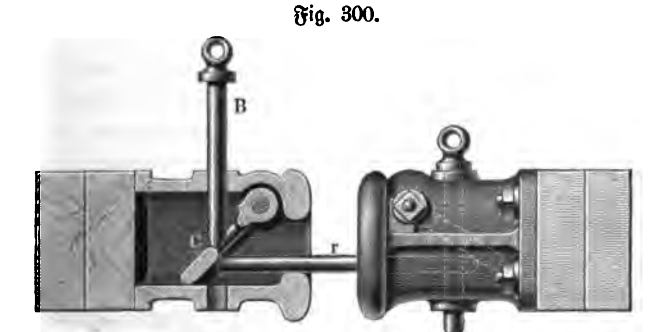
r, welcher mit dem benachbarten Wagen verbunden, beim Zusammenschieben der Wagen durch die als Bufferkopf dienende Platte *A* hindurch zwischen die Zinken *s* der Gabel tritt, worauf die Kuppelung einfach durch den Bolzen *B* bewirkt wird, welcher von dem auf der Plattform Stehenden von oben eingesteckt wird. Die Platte *A* ist mit der durchgehenden Zugstange *z* fest verbunden, und man ersieht hieraus, daß die steife Kuppelungsstange *z* ebensowohl als Zugstange wie als Buffer wirkt, indem die Feder *w* in Fig. 288 nach beiden Richtungen hin wirkt.

Fig. 299.



Wie schon oben bemerkt, wendet man auf den amerikanischen Bahnen zum Rangiren der Güterwagen auch selbstthätige Kuppelungen an, d. h. solche, welche eine Verkuppelung der Wagen bewirken, sobald die Bufferköpfe zusammenstoßen, während das Loskuppeln von Menschenhand durch Herausziehen des Kuppelungsbolzens zu geschehen hat. Von den mancherlei Ausführungsarten dieser selbstthätigen Kuppelungen mögen hier nur zwei angedeutet werden. Die von T. E. England in Baltimore herrührende Kuppelung ist durch Fig. 299 dargestellt. Die gußeiserne Kugel *c* ruht für gewöhnlich in der muldenförmigen Vertiefung des Bufferkopfes *A*, und trägt

Fig. 300.

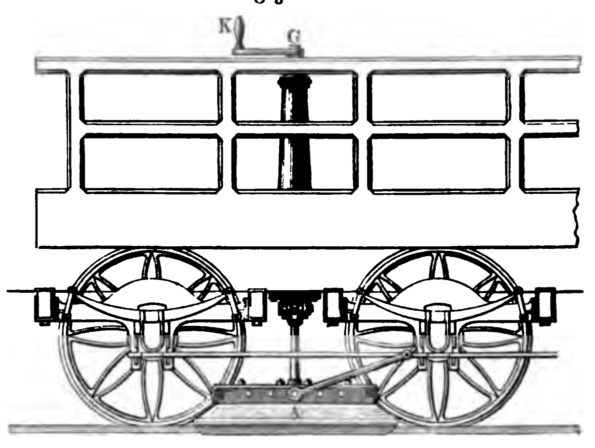


dabei den nach oben herausragenden Kuppelbolzen *B*. Wenn jedoch von dem zu kuppelnden Wagen der Ring *r* in den Bufferkopf eintritt, so wird die Kugel in die gezeichnete Lage zurückgedrängt, so daß der Bolzen *B* einfallen kann. Die Form des Bufferkopfes ist so gemacht, daß die Kugel im zurückgeschobenen Stande durch ihr Eigengewicht eine horizontale Stellung des Ringes *r* bewirkt.

Bei der selbstthätigen Kuppelung in Fig. 300 (a. v. S.) ist die Wirkung der Kugel durch den um einen Bolzen drehbaren Bügel *C* von leicht ersichtlicher Wirkungsart ersetzt.

§. 71. **Bremsen.** Ueber die Einrichtung und Wirksamkeit der Bremsen im Allgemeinen wurde bereits in Thl. III, 1, §. 175 gesprochen, und es mögen

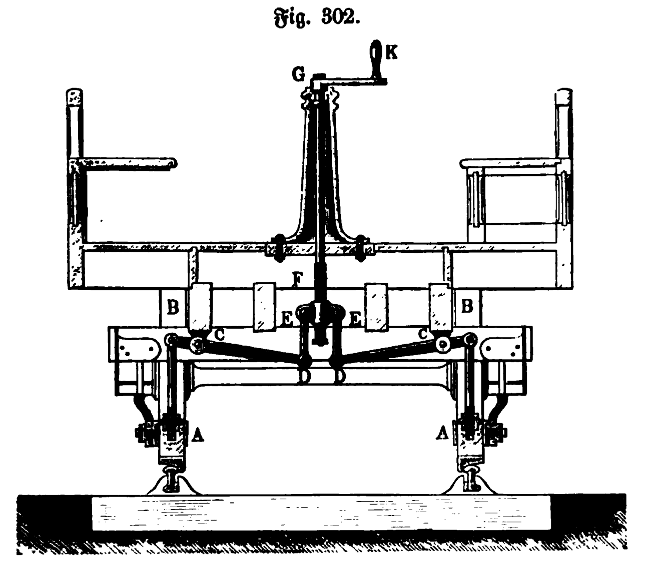
Fig. 301.



daher hier nur einige Angaben über die speciell an Eisenbahnwagen gebräuchlichen Bremsanordnungen hinzugefügt werden. Hierbei werden fast ausschließlich Backen- oder Klotzbremsen angewendet, derart, daß die Reibung der Spurkränze an hölzernen oder eisernen Bremsbacken, welche kräftig gegen die Spurkränze der Räder gepreßt werden, dazu verwendet wird, die lebendige Kraft des Zuges zu vernichten, resp. eine gleichmäßige Bewegung beim Thalwärtsfahren herbeizuführen. Andere Bremsconstructionen, wie z. B. Bandbremsen, haben sich keinen Eingang verschaffen können. Nur in einzelnen Fällen hat man die von Laignel construirten sogenannten Schlittenbremsen angewendet, bei denen die Reibung von Schlittenstücken an den Schienen zum Bremsen benutzt wird. Wie aus Fig. 301 und Fig. 302 ersichtlich ist, wird bei dieser Art von Bremsen das Anpressen der schmiedeeisernen Schleifstücke *A* von geeignetem Profil gegen die Bahn-

schienen durch eine Schraube *F* bewirkt, deren Mutter *E* mittelst der Zugstangen *ED* die um *C* drehbaren Hebel bewegt, sobald die Schraube an der Kurbel *K* von dem Bremser gedreht wird. Der Druck, mit welchem diese Schlittenstücke gegen die Schienen gepreßt werden können, ist natürlich von dem Gewichte des Wagens abhängig, da mit einer Pressung der Schlitten eine ebenso große Entlastung des Wagengestelles verbunden ist. Die Brems-

Fig. 302.



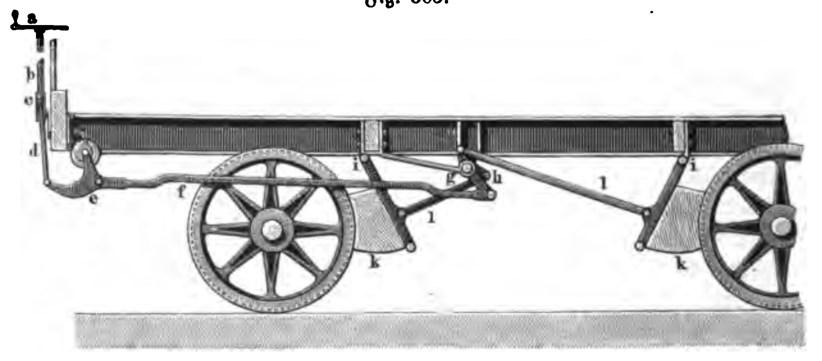
wagen, welche man anwendet, müssen daher, wie übrigens alle Bremswagen ein entsprechend großes Gewicht haben, um wirksam zu sein. Man hat derartige Bremswagen u. a. bei den schiefen Ebenen bei Aachen und Lüttich mit günstigem Erfolge in Anwendung gebracht, auch bei sächsischen Locomotiven findet sich eine ähnliche Construction, bei welcher indessen die Pressung nicht durch eine Schraube, sondern durch einen besonderen in einem verticalen Dampfcylinder verschieblichen Dampfkolben bewirkt wird, mit dessen Kolbenstange die beiden Hebelenden gekuppelt sind. Als Vortheil dieser Schlittenbremsen muß angeführt werden, daß die Räder dabei niemals festgestellt werden können, daher ein Flachschleifen derselben nicht eintreten kann, was bei allen Backenbremsen ein Hauptübelstand ist. Dagegen erfordert die Schlittenbremse selbstredend in Weichen die äußerste Aufmerksamkeit, auch liegt wegen der stattfindenden Entlastung die Gefahr einer Entgleisung nahe; aus letzterem Grunde kann auch nicht das ganze Gewicht des Wagens zum Bremsen ausgenutzt werden. Häufigere Anwendung haben daher die Schlittenbremsen nicht gefunden.

Die Backenbremsen kann man zunächst, was die Wirkung der Bremsorgane oder Backen anbetrifft, unterscheiden in solche, bei welchen das zu bremsende Rad nur durch einen Bremsklotz oder durch zwei gegenüber liegende Backen gepreßt wird.

Bei der ersten Construction mit nur einseitiger Bremsung wird die Axe beim Bremsen einem starken Seitendrucke ausgesetzt, welcher auf Verbiegung und Lockerung der Axhalter wirkt, während bei Anwendung zweier Bremsklötze für jedes Rad das letztere beim Bremsen nur durch die zwischen Rad und Schiene auftretende Reibung zur Seite gedrückt wird, da die Drucke der beiden diametral gegenüber liegenden Bremsklötze annähernd sich aufheben. Auch wird in Folge der größeren Reibung, welche in Folge des einseitigen Druckes zwischen Axbüchse und Axhalter sich einstellt, das Spiel der Tragfedern sehr beeinträchtigt und soll mit einseitiger Bremsung das unangenehme Schnarren leichter auftreten, als bei Anwendung doppelter Bremsklötze. Aus diesen Gründen hat sich die Mehrzahl der deutschen Eisenbahnverwaltungen für die Bremsen mit zwei Klötzen ausgesprochen, und wenn dennoch die einseitigen Bremsen auf mehreren deutschen und französischen Bahnen noch vielfach, und in England fast allgemein angewendet werden, so sind wohl die Billigkeit und Einfachheit der Construction wie der Unterhaltung als Gründe hierfür anzusehen.

Eine Bremse mit einseitiger Wirkung zeigt Fig. 303. Durch die von dem Bremser an dem Handrade *a* bewegte Schraube *b* wird die Mutter *c*

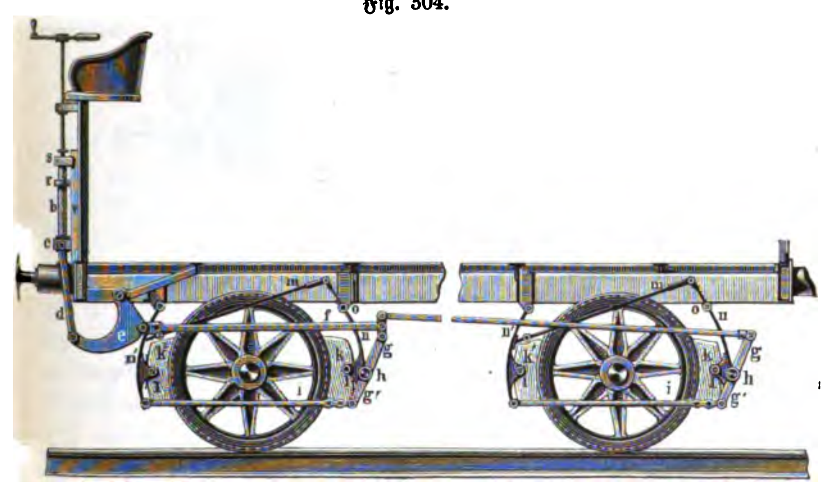
Fig. 303.



angezogen, an deren beide Zapfen die Schienen *d* angeschlossen sind, welche den Winkelhebel *e* bewegen. Wie durch die an den letzteren angeschlossene Zugstange *f* eine am Gestellrahmen aufgehängte Welle *g* gedreht wird, und wie dadurch vermittelst des doppelten Hebels *h* und der Druckstangen *l* ein Anpressen der in *i* aufgehängten Bremsklötze *k* bewirkt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich.

In welcher Weise die Doppelbremsen wirken, ist aus Fig. 304 zu erkennen. Durch die auch bei anderen Constructionen übliche Schraube *b* mit Schienen *d* und Winkelhebel *e* wird hier eine Zugstange *f* bewegt, welche die beiden Hebel *g* auf den Wellen *h* ergreift. Diese Wellen, welche den Namen schwingende Wellen führen, sind hier nicht am Gestelle, sondern an den Bremsklötzen selbst angebracht, und man ersieht aus dieser Anordnung, daß durch den Zug der Stange *f* nicht nur die Bremsklötze *k* gegen die Radkränze gepreßt werden, sondern in Folge der Hebelarme *g'*

Fig. 304.

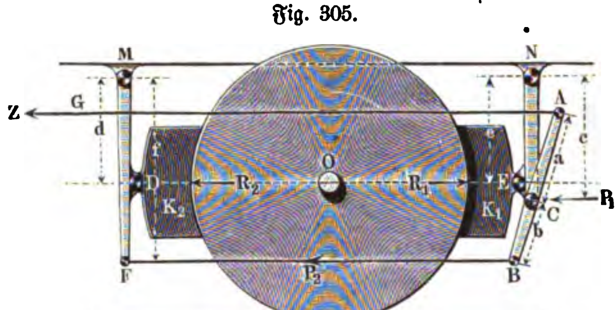


und der Stangen *i* gleichzeitig auch ein Andrücken der gegenüber liegenden Klötze *k'* geschieht. Die Anordnung der schwingenden Wellen *h* gewährt außer der größeren Einfachheit namentlich den Vortheil, daß auch bei ungleichmäßiger Abnutzung der Bremsklötze dieselben zum gleichzeitigen Anliegen gebracht werden können. Damit dieses letztere auch in den verschiedenen Höhenlagen leichter geschehe, in welche das Gestell in Folge des Spiels der Tragfedern kommt, sind hier die Bremsklötze *k* nicht fest mit den Bremsgehängen *n*, sondern mittelst der Scharniere *l* verbunden, so daß der Bremsklotz die Füglichkeit erlangt, mit seiner Innenfläche sich an den Radumfang überall anzulegen. Die Bremsgehänge *n* sind hierbei federnd gemacht, so daß beim Lösen der Bremse, d. h. beim Herunterschrauben der Mutter *c*, die Bremsklötze sich von den Radumfängen entfernen. Damit dies nun an beiden Klötzen *k* und *k'* in gleichem Betrage geschehe, was von selbst deshalb nicht der Fall sein kann, weil die Klötze *k* wegen der auf ihren Rücken gelagerten schwingenden Wellen schwerer sind, als die Klötze *k'*, so hat man jedes Gehänge *n* noch über den Drehpunkt *o* hinaus verlängert

und durch die Stange m eine Verbindung mit dem gegenüber liegenden Gehänge n' bewirkt, so daß in Folge der so bewirkten Ausgleichung der Gewichte beide Bremsklötze gleichmäßig sich von den Rädern lösen und ein einseitiges schädliches Anschleifen verhütet wird.

Um die Druckkräfte zu ermitteln, mit welchen die Bremsklötze bei einer Doppelbremse mit schwingenden Wellen gegen das Rad gepreßt werden, sei

Fig. 305.



Z die in der Zugstange AG (Fig. 305) wirkende, auf ein Rad O entfallende Zugkraft, so erzeugt dieselbe, wenn man die Zugstangen AG und BF wie auch die Bremsdrucke R_1 und R_2 horizontal annimmt und von den Zapfenreibungen absieht, in B eine Kraft

$$P_2 = Z \frac{a}{b},$$

welche durch die Zugstange BF auf das Gehänge MF übertragen wird und den Bremsklotz K_2 mit der Kraft

$$R_2 = P_2 \frac{f}{d} = Z \frac{a}{b} \frac{f}{d}$$

gegen das Rad preßt. Ferner wird die schwingende Welle C mit einer Kraft

$$P_1 = Z + P_2 = Z\left(1 + \frac{a}{b}\right) = Z \frac{a + b}{b}$$

gedrückt, woraus ein Bremsdruck für den Klotz K_1 sich ergiebt

$$R_1 = P_1 \frac{c}{e} = Z \frac{a + b}{b} \frac{c}{e}.$$

Bezeichnet nun Q die auf das Rad O entfallende Belastung, φ den Reibungscoefficienten zwischen dem Radkranze und den Bremsklötzen und φ_1 denjenigen zwischen dem Rade und der Schiene, so muß, um das Rad festzustellen

$$\varphi_1 Q = \varphi (R_1 + R_2) = \varphi \left(\frac{a}{b} \frac{f}{d} + \frac{a+b}{b} \frac{c}{e}\right) Z$$

sein.

Soll das Rad einem einseitigen Drucke nicht ausgesetzt sein, so hat man $R_1 = R_2$, d. h.

$$\frac{a+b}{b} \frac{c}{e} = \frac{a}{b} \frac{f}{d} = n$$

zu machen.

Wenn die Zugstange $A G$ um eine gewisse Länge s angezogen wird, so hat man, wenn s_1 und s_2 die Bewegungen der Klötze K_1 und K_2 bedeuten, ebenfalls

$$s = s_1 \frac{a+b}{b} \frac{c}{e} + s_2 \frac{f}{d} \frac{a}{b},$$

und es ist, wenn $R_1 = R_2 = n Z$ gemacht wird, auch $s = n (s_1 + s_2)$. Es ist am vortheilhaftesten, die Bremsklötze so aufzuhängen, daß $s_1 = s_2$ ist. Die durch die Schraube an den Zugstangen auszuübende Kraft bestimmt sich natürlich zu $4 Z$, wenn alle vier Räder gleichmäßig gebremst werden. In welcher Weise die zur Ausübung einer solchen Spannung an der Kurbel der Schraubenspindel erforderliche Umdrehungskraft zu ermitteln ist, wurde in §. 5 gezeigt.

Bei allen Bremsen ist, um Unglücksfälle thunlichst zu vermeiden, die Möglichkeit eines schnellen Anziehens von großer Wichtigkeit. Das Anziehen wird aber um so langsamer erfolgen, je größer der Abstand ist, um welchen die Bremsklötze im geöffneten Zustande von den Radreifen abstehen. Um daher diesen Abstand nicht über das zur Verhütung des Anstreifens erforderliche Maß (mindestens 6 mm) zu vergrößern, hat man bei den Bremsen in der Regel Sperrvorrichtungen, welche ein Oeffnen der Bremse nur bis zu einem gewissen Maße gestatten. Eine vielfach angewendete Sperrvorrichtung besteht aus einer besonderen auf das Gewinde der Bremsschraube b gesteckten Mutter s (Fig. 304), welche durch eine Führung v an der Drehung verhindert ist. Wenn daher zum Anziehen oder Lösen der Bremse die Schraube b gedreht wird, so steigt die Mutter s im ersten Falle empor, im letzteren herab. Dieses Herabsteigen kann aber nur so lange stattfinden, bis die Mutter gegen einen auf der Schraubenspindel b festen Bundring r trifft, in welchem Augenblicke jede weitere Drehung der Schraubenspindel sich verbietet. Man hat es hierdurch in seiner Gewalt, die Anzahl der auf Lösen der Bremse wirkenden Schraubendrehungen genau festzustellen. Natürlich hat man diese Sperrvorrichtung entsprechend der allmälig eintretenden Abnutzung der Bremsklötze zu reguliren und hat auch selbstthätig regulirende Sperrvorrichtungen ausgeführt.

In welcher Art die Wirkung der Bremsen im Allgemeinen zu beurtheilen ist, wurde bereits in III. 1 näher besprochen, es mögen hier nur noch einige, den speciell vorliegenden Fall betreffende Angaben gemacht werden. Wenn durch das Anziehen der Bremsbacken bei einer in Bewegung befindlichen Wagenaxe ein Gesammtdruck der Bremsbacken gleich R erzeugt wird, so setzt sich der Umdrehung dieser Axe ein Reibungswiderstand φR entgegen, wenn φ den Reibungscoefficienten zwischen Radumfang und Bremsklotz bedeutet. Dabei rollen die Räder auf den Schienen, so lange dieser Widerstand unter dem Betrage $\varphi_1 Q$ verbleibt, wenn Q den Schienendruck der Axe und φ_1 den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen den Radkränzen und Schienen bedeutet. Sobald aber der Bremsdruck R so groß wird, daß φR den Werth $\varphi_1 Q$ übersteigt, so wird nicht mehr die Reibung an den Bremsbacken, sondern an den Schienen überwunden, die Räder sind festgestellt und schleifen auf den Schienen. Ein solcher Zustand ist immer mit den größten Uebelständen verknüpft, indem in Folge des Schleifens der Radkränze die letzteren sehr schnell flachgeschliffene Stellen erhalten, welche ein Abdrehen der Kränze nöthig machen und daher deren geringe Dauer zur Folge haben. Auch nimmt der Reibungscoefficient in Folge des Glattwerdens der Kranzstelle sehr schnell ab, so daß die Reibung der festgestellten Räder bedeutend kleiner ausfällt, als der Reibungswiderstand der Bremse für den Zustand des Rollens. Die hierüber angestellten Versuche haben unter anderem ergeben, daß bei einem Wagen von 250 Ctr. Bruttogewicht die Reibung beim Anziehen der Bremsen bis zu 60 Ctr. wuchs, so lange die Räder im Rollen verblieben; im Augenblicke des Feststellens aber auf 25 bis 30 Ctr. herabsank. Aus diesem Grunde ist es denn allgemeine Vorschrift für die Bremser, die Räder nicht durch zu starkes Bremsen festzustellen, sondern nur die Rotationsgeschwindigkeit zu mäßigen. Trotzdem läßt sich dieser Uebelstand des Feststellens kaum vermeiden, namentlich bei Glatteis, wofür der Reibungscoefficient φ_1 (an den Schienen) sehr klein ist, während φ (an den hölzernen Bremsklötzen) unverändert bleibt. Deßwegen hat man auch solche Anordnungen getroffen, bei denen der Bremsdruck überhaupt nur bis zu einer bestimmten Größe gesteigert werden kann, wohin z. B. die Construction von Wöhler gehört, bei welcher die Schraubenspindel mit einer der Tragfedern so in Verbindung gebracht ist, daß erstere bei einer gewissen Bremskraft nachgiebt, daß also die Maximalkraft, mit welcher die Bremsklötze angezogen werden können, von dem Gewichte des Wagens abhängt.

Für die Bremsklötze verwendet man größtentheils weiches Holz (Pappelholz), welches am besten mit den Hirnenden gegen die Radreifen gepreßt wird, doch hat man in neuerer Zeit vielfach Versuche mit eisernen Bremsklötzen gemacht, über deren Vorzüge und Nachtheile die Ansichten indessen sehr verschieden sind.

Die im Vorstehenden angegebene Construction der Bremsklötze ist im Wesentlichen bei allen verschiedenen Bremsen dieselbe, und unterscheiden sich die letzteren hauptsächlich nur durch die Art und Weise, wie die Zugkraft in der Zugstange hervorgerufen wird. Da die Bewegung der Bremsen durch Menschenhand eine so schnelle Wirkung nicht erreichen läßt, wie sie zuweilen erforderlich ist, um Unglücksfälle zu vermeiden, so construirte man gar bald sogenannte schnellwirkende Bremsen, d. h. solche, bei denen das Anziehen der Bremsklötze durch Elementarkraft bewirkt wird und bei denen die Menschenhand allein die Ingangsetzung zu vermitteln hat. Schon in III. 1. §. 177 wurde angegeben, daß man sich zu diesem Zwecke sowohl der in einer Axe enthaltenen lebendigen Kraft wie auch der Spannung von vorher comprimirter Luft ꝛc. bedient hat. Auch erhobene Gewichte, welche im geeigneten Momente niederfallen, sowie gespannte Federn, welche behufs der Ausübung des Bremsdruckes ausgelöst werden, hat man hierbei verwendet. Ferner hat man zur Erzielung einer gleichzeitigen Bremswirkung sämmtliche in einem Wagenzuge befindlichen Bremsen derartig mit einander in Verbindung zu setzen gesucht, daß eine gleichzeitige Ingangsetzung derselben erfolgt. Solchen gekuppelten Bremsen hat man wohl den Namen von continuirlichen Bremsen gegeben. Endlich hat man, um auch die Ingangsetzung nicht von der Einwirkung der Menschenhand abhängig zu machen, die sogenannten selbstthätigen Bremsen construirt, d. h. solche, welche von selbst und ohne Zuthun des Zugpersonals zur Wirkung kommen, sobald ein Bremsen erforderlich ist. Die meisten Constructionen der letztgedachten Art bezwecken, das Bremsen einzuleiten, sobald die Buffer der einzelnen Wagen zusammengedrückt werden; einzelne veranlassen auch die Bremswirkung, sobald die Zughaken nicht mehr angespannt sind. Es werden daher in dem einen Falle die Bufferstangen, im anderen die Zugapparate mit der Einrückung der natürlich als Schnellbremsen construirten Apparate betraut. Ein näheres Eingehen auf die mancherlei in dieser Hinsicht gemachten Ausführungen und Vorschläge würde hier zu weit führen, es muß dieserhalb auf die speciellen Schriften über diesen Gegenstand verwiesen werden*).

Wagen. Die Wagen für Schienenbahnen unterscheiden sich von denjenigen für gewöhnliche Straßen zunächst durch die stets zu einander parallel bleibenden Axen und die auf diesen befestigten Räder von gleicher Größe. Hierin stimmen fast alle Eisenbahnfahrzeuge überein, und die Verschiedenheit zwischen den mancherlei Wagen beruht hauptsächlich nur in der Form und Ausführung der Wagenkasten, je nach dem Zwecke der Fuhrwerke. Man hat §. 72.

*) S. den Artikel von G. Meyer im Handbuche für specielle Eisenbahntechnik Bd. II, Cap. VII.

hiernach zunächst Personenwagen von Güterwagen zu unterscheiden, welche letzteren wieder in offene und bedeckte zerfallen, je nachdem die zu transportirenden Güter, wie Kohlen, Rohmaterialien ꝛc., dem Einflusse des Wetters ausgesetzt werden dürfen oder nicht. Die Personenwagen unterscheiden sich von einander, außer durch die mehr oder minder elegante Ausstattung, hauptsächlich durch die verschiedene Anordnung der Plätze, namentlich dadurch, ob der Wagenraum in einzelne kleinere Abtheilungen oder Coupés getheilt ist, oder ohne Zwischenwände einen größeren Raum bildet. Auf diese Verhältnisse wird hier, als dem Zwecke dieses Werkes fern liegend, nicht näher eingegangen werden.

Die weitaus größte Zahl der Wagen ist mit zwei Axen, also 4 Rädern, versehen; für Güterwagen wird diese Bauart jetzt ganz allgemein festgehalten, und nur für Personenwagen findet man in Deutschland noch vielfach die sechsrädrigen Wagen, während man auch hierfür mehr und mehr zu dem System des vierrädrigen Wagens übergeht. Der Gründe, weßwegen man insbesondere für Güterwagen dem zweiaxigen Systeme vor dem dreiaxigen den Vorzug giebt, sind mancherlei. Unter anderem ist die Erhaltung des Parallelismus der Axen, insbesondere bei hölzernen Gestellen, bei drei Axen viel schwieriger zu erzielen, als bei zweien, im ersteren Falle tritt auch viel eher eine ungleichmäßige Belastung der Axen ein als im letzteren. Zudem fallen die Widerstände sechsrädriger Wagen beim Durchfahren von Curven beträchtlich aus, und die Sicherheit gegen Stoßwirkungen ist in einem Zuge vierrädriger Wagen wegen der größeren Anzahl elastischer Buffer größer, als in einem Zuge sechsrädriger Fahrzeuge von derselben Axenzahl. Außerdem sprechen noch mancherlei Rücksichten auf den internationalen Betrieb für die Anordnung vierrädriger Wagen.

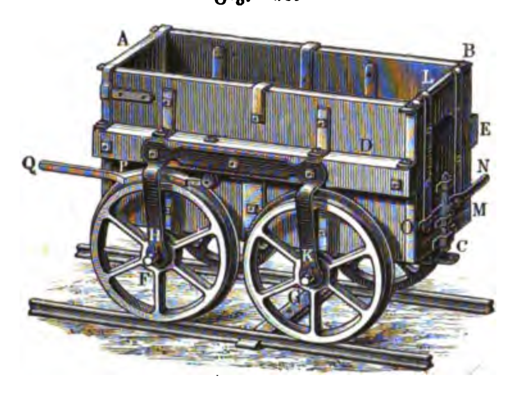
Eine Ausnahme hiervon machen die Wagen der amerikanischen Eisenbahnen, welche fast allgemein achträdrig sind, und zwar derart, daß jeder Wagen auf zwei drehbaren Gestellen ruht, von denen jedes mit zwei zu einander parallelen Axen in geringer Entfernung von einander versehen ist. Hierdurch erlangen diese Wagen die Füglichkeit, ohne Schwierigkeiten die scharfen Krümmungen durchlaufen zu können, welche man unter den jenseits des Oceans maßgebenden Verhältnissen anzuwenden genöthigt ist.

Die einfachste Form zeigen die Materialtransportwagen, wie sie als Hülfsmittel bei Bauausführungen zum Transport von Erde, Kies u. s. w. angewandt werden, und wie sie schon vor der Entwickelung des Eisenbahnbetriebs auf Bergwerks- und Hüttenbahnen unter dem Namen Hunde gebraucht wurden. Diese Erd- und Kieswagen laufen entweder auf interimistischen schmalspurigen (0,6 bis 1 m Spurweite) Hülfsbahnen, oder bei Eisenbahnbauten auch wohl auf dem definitiven Geleise. In letzterem Falle stehen sie den zum eigentlichen Eisenbahnbetriebe dienenden offenen Güter-

wagen nahe und sind zur Schonung der Geleise mit Federn versehen. Die auf interimistischen schmalspurigen Bahnen gebrauchten Hülfswagen, welche in der Regel durch Arbeiter oder Pferde bewegt werden, haben meist keine, oder einfache aus Holz (s. Fig. 277) gefertigte Federn und unterscheiden sich von den eigentlichen Eisenbahnwagen insbesondere noch dadurch, daß die Axlager zwischen den Rädern angebracht sind. Meistens werden solche Wagen aus Holz gebaut, doch hat man neuerdings dafür auch eiserne Gestelle und Kasten zur Verwendung gebracht.

Einen Wagen, wie er beim Bergbau zur Berg- und Erzförderung gebraucht wird, zeigt Fig. 306. Der Radkasten ABC stützt sich hierbei mit

Fig. 306.



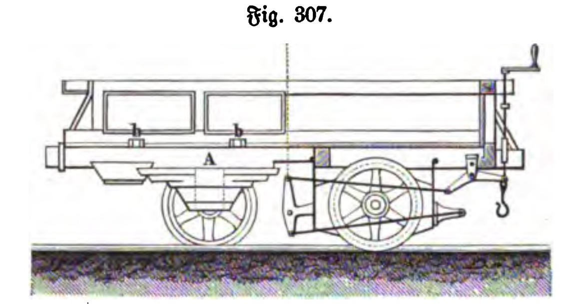
seinem Boden und durch die eisernen Stützen H und K auf die festen Axen F und G, auf denen hier die Räder lose drehbar sind. Das Entleeren geschieht hier an der End- oder Stirnseite, wenn die um die obere Axe L drehbare Hinterwand zurückgeschlagen wird, nachdem der Riegel C durch den Hebel NO geöffnet wurde. Die Bremse P wird mittelst des Hebels Q durch die Hand angepreßt.

Auch dürfte der gewöhnliche Erdtransportwagen mit Schraubenbremse deutlich sein, wie er in Fig. 307 (a. f. S.) zum Theil in der Ansicht, zum Theil im Längenschnitt dargestellt ist. Auf dem Gestellrahmen A ist durch niedrige Bordwände, von denen diejenigen an den Seiten zum bequemen Entleeren um Scharniere b niedergeklappt werden können, ein parallelepipedischer Kasten von etwa 1 cbm Inhalt gebildet. Die Spurweite beträgt hierbei 0,63 m und haben die gußeisernen Speichenräder 0,54 m Durchmesser. Das Gewicht eines solchen leeren Wagens beträgt 13 bis 15 Centner.

Um das Entladen der Erd- und Kiestransportwagen leicht und schnell bewirken zu können, führt man dieselben vielfach als sogenannte Kippwagen aus, indem man den Wagenkasten um eine auf dem Untergestelle befestigte

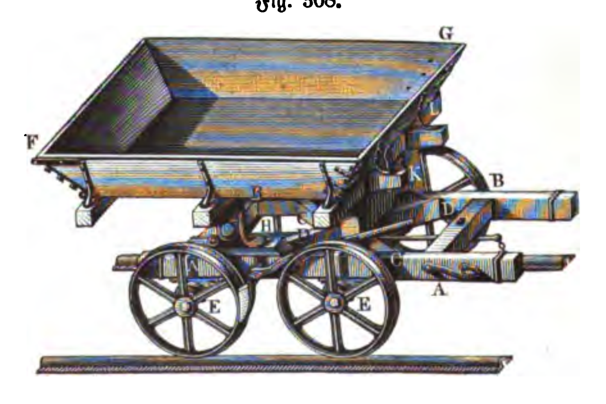
horizontale Axe drehbar macht. Je nachdem diese Drehaxe zu den Wagenaxen parallel oder senkrecht steht, unterscheidet man **Vorkipper** und **Seitenkipper**,

Fig. 307.



insofern die betreffende Lage der Drehaxe eine Entleerung an dem Stirnende oder zur Seite des Wagens veranlaßt. Einen Vorkipper erkennt man aus Fig. 308. Der pyramidale Kasten FG von etwa 2 cbm Inhalt

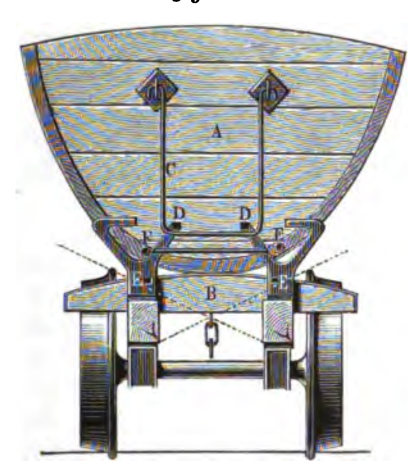
Fig. 308.



ist um zwei kräftige Scharniere H, welche auf dem Untergestelle $ABCD$ befestigt sind, drehbar und stützt sich mit dem Querholze L auf die Schwelle K des Untergestells. Um ein Kippen während des Transportes zu vermeiden, ist L mit K vermittelst einer Haspe und Klammer verbunden, nach deren Lösung das Kippen erfolgen kann. Man pflegt die Ladung so zu vertheilen, daß die Arbeiter etwa ein Uebergewicht von $^1/_2$ Centner heben müssen. Die Neigung des Kastens gegen den Horizont wird zu 35 bis 40° genommen, damit auf ein schnelles Abrutschen der Masse mit Sicherheit zu rechnen ist, namentlich erfordert die Verstürzung eines thonigen Materials eine steile Lage des Kastenbodens.

Bei den Seitenkippern ist der Wagenkasten unterhalb mit einer Längsaxe versehen, deren beide Endzapfen in einfachen auf dem Untergestelle befestigten Stützen drehbar sind. Einen eigenthümlichen zum Kippen nach beiden Seiten eingerichteten Apparat bildet die sogenannte Kippmulde, Fig. 309, bei welcher der muldenförmige Kasten A nicht um Zapfen schwingt, sondern auf drei Querhölzern B des Untergestells wiegenartig sich wälzt. Die Mulde A ist hierzu in der Mitte und an beiden Enden, wo die Unterlagen B angebracht sind, mit Eisenreifen versehen, und es ist ein Kippen nach jeder Seite ermöglicht. Bei dieser Anordnung erreicht man bei geringer Höhe der Construction ein bequemes Verstürzen, indem der Stützpunkt der Mulde beim Kippen aus der Wagenmitte nach außen rückt und hierdurch ein größerer Stürzwinkel erreicht wird. Um das selbstthätige Kippen beim Transport zu verhindern, dient an jedem Muldenende ein Bügel C, welcher über die am Untergestelle festen Haken D der eisernen Ständer E greift. Nach Aushakung des Bügels C wird der Mulde ein kräftiger Stoß ertheilt, wodurch die Wälzung auf den Unterlagen B so weit erfolgt, bis die starken Stifte F in den dazu geeignet geformten Ständern E sich fangen. Man hat auch solche Transportwagen ausgeführt, welche je nach Bedarf als Seitenkipper und als Vorkipper benutzt werden können, indem man den zum Kippen eingerichteten Wagenkasten mit einer horizontalen Scheibe auf einer ebensolchen Scheibe des Untergestells in ähnlicher Weise wie den Drehschemel der Straßenfuhrwerke drehbar gemacht hat. Derartige Constructionen werden indessen nur in seltenen Fällen Verwendung finden.

Fig. 309.

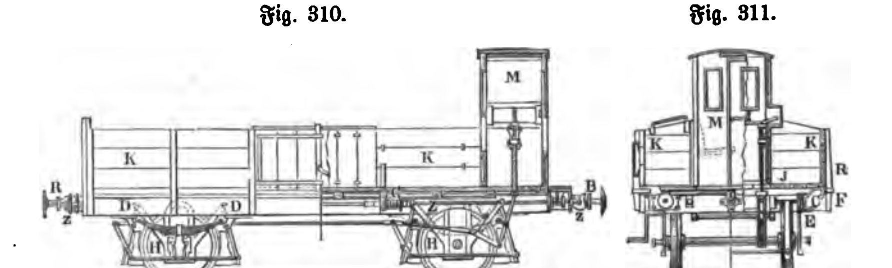


Die bisher besprochenen Wagen werden meistens durch Pferde bewegt, nur bei großen Bauausführungen bedient man sich besonderer einfacher Locomotiven. Was die Wagen für den eigentlichen Eisenbahnbetrieb mit Locomotiven anbetrifft, so kann man den in Fig. 310 und 311 (a. f. S.) dargestellten Kohlenwagen der Hannoverschen Eisenbahn als Typus der offenen Güterwagen ansehen.

Das ganz aus Eisen gebildete Untergestell mit den Axhaltern H, den Federstützen D und den Buffern B bedarf nach dem Früheren keiner weiteren

Erklärung, ebenso ist die durchgehende Zugstange *Z* mit den Zughaken *z* und der Gummifeder *G* deutlich. Zur Bildung des Wagenkastens sind

Fig. 310. Fig. 311.



beiderseits an die Längsträger *E* die schmiedeeisernen Console *C* genietet, welche die beiden Seitenträger *F* zur Unterstützung des Bodens *J* und der Rungen *R* tragen. Die auf jeder Seite durch Doppelthüren unterbrochenen hölzernen Seitenbords *K* sind gegen die Rungen geschraubt, die kreisbogenförmige obere Begrenzung der Endbords gestattet ein bequemes Auflegen von losen Decken, wenn die zu transportirenden Güter solches erfordern. An den Bremswagen findet sich an dem einem Endborde das aus Eichenholz bestehende Bremserhäuschen *M* mit Bremsersitz; die Bremse selbst ist aus dem Früheren deutlich.

Wie schon erwähnt, baut man die Güterwagen jetzt fast allgemein als vierrädrige und wendet neuerdings auch Eisen zur Construction des Kastens an, da mit diesem Materiale ein verhältnißmäßig geringeres Eigengewicht des Wagens sich erzielen läßt, als bei der Anwendung von Holz. Beim Gütertransporte spielt aber gerade das Eigengewicht eine besondere Rolle, da dasselbe als sogenannte todte Last mit der Nutzbelastung bewegt werden muß, die Transportkosten daher um so höher ausfallen müssen, je größer das Eigengewicht des Wagens ist. Die Maximalbelastung eines vierrädrigen Güterwagens beträgt gemeinhin 200 Ctr., und kann das Eigengewicht eines ganz eisernen Wagens ohne Bremse aber incl. der Axen und Räder etwa zu 100 Ctr. und eines solchen mit hölzernem Kasten zu 110 Ctr. angenommen werden. Jede Axe wiegt etwa 17 Ctr., und es kommt daher auf jede Axe außer ihrem Eigengewichte eine Gesammtbelastung von ungefähr 140 Ctrn. Den Radstand nimmt man nicht über 4 m, meistens zu 3,66 m, an, geht damit aber bis auf 2,88 m herab, für welche Radstände der Wagenkasten etwa eine lichte Länge von 6,28 bezw. 5,17 m erhalten kann. Hinsichtlich der Breite und Höhe der Wagen ist das für Eisenbahnen vorgeschriebene Normalprofil maßgebend.

Von den offenen unterscheiden sich die bedeckten Güterwagen wesent-

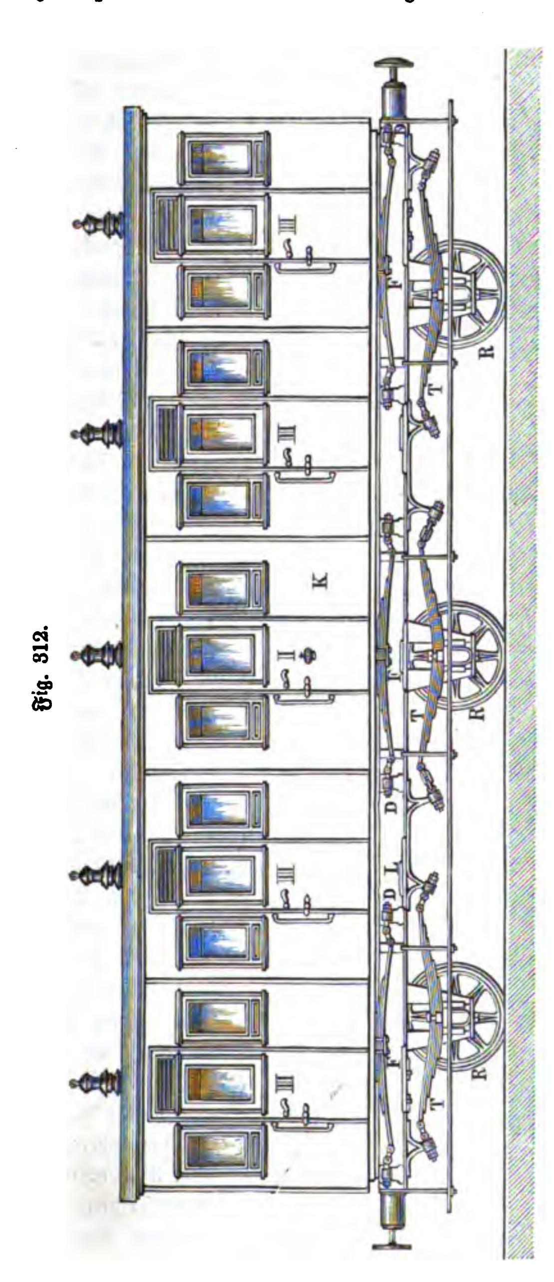


Fig. 312.

lich nur durch die Zugabe eines Daches, und es dienen diese Wagen hauptsächlich für solche Kaufmannsgüter, welche vor der Witterung geschützt werden, auch wohl wegen der zollamtlichen Controle unter Verschluß gehalten werden müssen. Hierher gehören zunächst die Gepäck- und Postwagen, ferner die Wagen zum Transport von Vieh, die sogenannten Stallwagen u. s. w.

Bedeckte Güterwagen findet man vielfach als sechsräderige ausgeführt, namentlich wegen des ruhigeren Ganges und der vermeintlich größeren Sicherheit derselben, doch wendet man sich in Anbetracht der mancherlei anderen Nachtheile derselben in neuerer Zeit auch hierfür mehr dem vierrädrigen Systeme zu.

Die letztere Bemerkung gilt auch für die Personenwagen, welche sich von den bisher be-

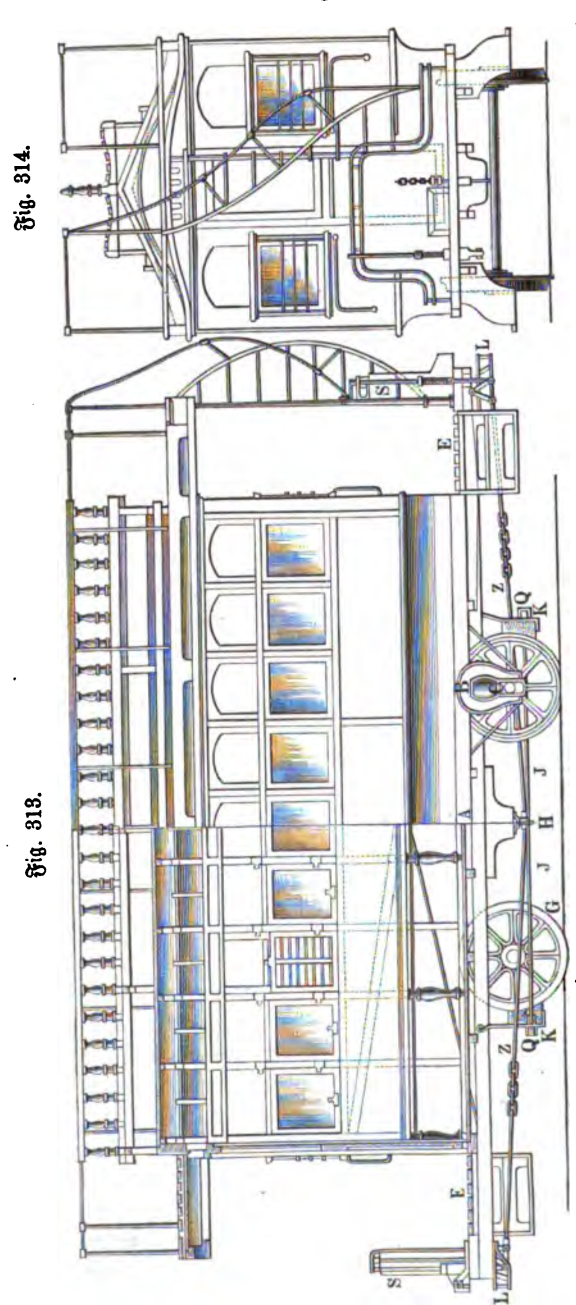


Fig. 314.

Fig. 313.

sprochenen Wagen in der Bauart wesentlich nicht, sondern hauptsächlich nur in der inneren Ausstattung und vielfach auch in der Verbindung des Wagenkastens mit dem Untergestelle unterscheiden. Um nämlich die trotz der Federn immer noch von den Rädern auf den Rahmen übertragenen Stoßwirkungen, welche bei directer Befestigung des Wagenkastens auf denselben ungeschwächt übergehen, zu mäßigen, hat man vielfach elastische Zwischenmittel zwischen Ober- und Untergestell angewendet. So hat man z. B. jeden Längsträger des Rahmens mit einer Anzahl Consolen versehen, auf welche der Wagenkasten mit Hülfe untergelegter Gummifedern von der Art der Bufferfedern sich stützt.

Eine andere, aus Fig. 312 a. v. S., welche einen sechsrädrigen Personenwagen der Hanno-

verschen Bahn darstellt, ersichtliche Construction besteht in der von Reifert herrührenden Anwendung von Doppelfedern.

Wie man hieraus erkennt, ist dabei der Wagenkasten K auf jedem der Längsträger L des eisernen Untergestelles mit Hülfe von drei Federn F aufgehängt, deren Federstützen D an dem Längsträger L befestigt sind. Die von den Rädern R durch die Tragfedern T auf den Rahmen übertragenen Stöße werden durch diese Federn F so bedeutend gemildert, daß das Schreiben auf fester Unterlage den im Wagen Fahrenden ermöglicht wird, ein Umstand von besonderer Wichtigkeit für Postwagen. Auch werden durch dieses Doppelfedersystem die unangenehmen lärmenden Erschütterungen beim Bremsen gänzlich beseitigt. Um übrigens die Schwingungen des Kastens einzuschränken, sind von Reifert noch die sogenannten Schwungarretten angebracht, d. h. vier in den Ecken des Untergestells an Gummifedern angebrachte starke Riemen, welche an den vier Ecken des Wagenkastens von unten angreifen, um dessen zu starke Schwingungen zu mäßigen.

Eine Besprechung der inneren Einrichtung der verschiedenen Personenwagen liegt unserem Zwecke fern, und es möge nur noch der Einrichtung eines Straßenbahnwagens gedacht werden. In den Figuren 313 u. 314 ist ein geschlossener Omnibus der Stuttgart-Cannstadter Pferdebahn dargestellt. Das hölzerne Untergestell A umfaßt hier mit den eisernen Axgabeln B die Axbüchsen C, auf welche es den Druck mittelst mehrerer als Federn dienender Gummicylinder überträgt. Zu jeder Seite des Wagenkastens verlängert sich das Untergestell zur Bildung einer Plattform E, von welcher an jedem Wagenende eine eiserne Wendeltreppe auf das ebenfalls mit Sitzplätzen ausgerüstete Verdeck führt. Von den mit gußeisernen Naben und Stahlbandagen versehenen Rädern G ist auf jeder Axe das eine festgekeilt, das andere zum bequemeren Durchfahren der scharfen Curven lose drehbar auf die Axe gesetzt. Auf jeder Plattform kann das Anziehen der Backenbremse K mittelst einer Bremsspindel S geschehen, zu welchem Zwecke die Zugstange Z jederseits an einem unter der Wagenmitte drehbar angebrachten gleicharmigen Hebel H angreift, von welchem aus die Gestänge J nach den die Bremsklötze tragenden Querhölzern Q gehen. Um den Wagen am Ende der Bahn nicht drehen zu müssen, ist an jeder Plattform die Gabel L zur Befestigung der Deichsel vorgesehen, an welcher die Wage zum Anspannen der beiden Pferde mit Hülfe einer Gummizwischenlage in elastischer Weise angebracht ist.

Locomotiven im Allgemeinen. Auf allen Eisenbahnen mit nur §. 73. einigermaßen lebhaftem Güter- und Personenverkehr wendet man die Dampfkraft zur Bewegung der Wagen an, und zwar, weil man hierdurch größere mechanische Effecte mit geringen Kosten, sowie auch beträchtliche Geschwindig-

keiten zu erzeugen vermag. Es ist ohne Weiteres klar, daß nur die Anwendung einer Elementarkraft, wie die des Dampfes es ist, eine Steigerung der Geschwindigkeit über diejenige des Trabes der Pferde ermöglicht.

Die Verwendung der Dampfkraft zum Zwecke der Transportirung von Wagen auf Eisenbahnen kann nun eine zweifache sein, je nachdem die Dampfmaschine eine stationäre ist, d. h. an bestimmter Stelle feststeht, oder eine locomobile, welche selbst an der beabsichtigten Transportbewegung Theil nimmt. Der erstere Fall der Anwendung einer stationären Dampfmaschine findet nur eine seltene Anwendung in ganz bestimmten Fällen, hauptsächlich bei der Bewegung der Wagen auf stark geneigten Bahnstrecken. In diesen Fällen erfolgt, mit Ausnahme der pneumatischen Beförderung (s. unten), die Bewegung mit Hülfe eines Drahtseiles, welches durch Aufwickelung auf eine von der Dampfmaschine gedrehte Scheibe oder Trommel den am Ende des Seiles angehängten Wagenzug anzieht. Diese Anordnungen, welche ihrer Natur nach immer nur für kurze Strecken Anwendung finden und, wie schon bemerkt worden, fast nur bei starken Steigungen eingerichtet werden, stimmen im Wesentlichen mit den im ersten Capitel, §. 14, besprochenen geneigten Aufzügen überein, mit welchen sie auch insofern Gemeinschaft haben, als bei dieser Bewegung von Massen der Hauptwiderstand nicht sowohl durch die Bahnhindernisse, als vielmehr durch die zur Verticalförderung nöthige Arbeit repräsentirt wird.

Viel häufigere und mit wenigen Ausnahmen allgemeine Verwendung zum Eisenbahntransport finden die beweglichen Dampfmaschinen, welche hier, wo die Fortbewegung ihr einziger Zweck ist, Locomotiven heißen, während man unter Locomobilen solche Dampfmaschinen versteht, welche leicht, etwa auch mittelst der unter ihnen angebrachten Räder von einem Orte nach einem anderen transportirt werden können, welche aber während ihres Betriebes die eingenommene Aufstellung beibehalten und deshalb wie stationäre Maschinen zu beurtheilen sind. Es handelt sich hier daher nur um die Betrachtung der Locomotiven, und zwar speciell derjenigen Verhältnisse derselben, welche den Locomotiven vermöge ihrer Beweglichkeit eigen sind, da in Bezug auf die allgemeinen, für alle Dampfmaschinen überhaupt geltenden Verhältnisse auf den ausführlichen Abschnitt in Theil II verwiesen werden muß.

Nach dem Vorstehenden läßt sich eine Locomotive als eine Dampfmaschine charakterisiren, die sammt ihrem Dampfkessel auf einem Wagengestelle angebracht ist, welches ebenso wie die eigentlichen zu transportirenden Wagen auf der Eisenbahn läuft. Die Dampfmaschine ist dabei immer als doppeltwirkende, zweicylindrige Hochdruckdampfmaschine ausgeführt, deren beide Lenkerstangen an zwei unter 90° gegen einander geneigten Kurbeln angreifen, welche fast immer direct auf einer der Wagenaxen, Triebaxe, angebracht sind. Nur in seltenen Fällen hat man die Bewegung auf die Triebaxe mittelst

einer Zwischenwelle oder sogenannten Blindaxe übertragen. Zwei Cylinder wendet man an, um in jeder Stellung, unbekümmert um die Todtlagen der Kurbel, das Umsteuern vornehmen zu können. Daß man Condensation nicht anwenden kann, ergiebt sich von selbst aus der Unthunlichkeit, das hierzu erforderliche große Quantum Condensationswasser mitzuführen, ist doch schon das Mitschleppen des erforderlichen Kesselspeisewassers mit mancherlei Schwierigkeiten verknüpft. Wenn man trotzdem zuweilen von einer Condensation (z. B. der Kirchweger'schen) spricht, so ist damit eine Einrichtung zum Vorwärmen des Speisewassers im Tender durch den abgehenden oder überschüssigen Dampf gemeint.

Die Dampfcylinder ordnet man fast immer horizontal, also in der Höhe der Triebaxe an, nur selten findet man noch geneigt liegende Cylinder, vertical gestellte, wie sie bei den allerersten Versuchen zur Anwendung kamen, werden wegen ihrer geringen Stabilität gar nicht mehr, oder etwa nur bei kleinen Locomotiven für secundäre oder Bergbahnen angewendet. Dem Locomotivkessel, mit welchem die Maschine immer fest verbunden ist, hat man, selbstverständlich unter Ausschluß jeglichen Mauerwerks für die Feuerung, eine solche Form gegeben, vermöge deren in thunlichst geringem Raum die Anordnung einer großen feuerberührten Fläche, bis 200 □m und darüber, ermöglicht ist, und zwar hat man dies durch die Anwendung vieler enger Sieberöhren, richtiger Flamm- oder Feuerröhren, erreicht. Um die zu der erforderten energischen Feuerung genügende Zugkraft bei der nur niedrigen Esse zu erlangen, verwendet man allgemein die saugende Wirkung des gebrauchten Dampfes, welchen man in die Esse ausblasen läßt. Die Spannung des Dampfes hält man jetzt zwischen 8 und 12 Atmosphären. Als Brennmaterial werden hauptsächlich Coaks und Steinkohlen, je nach den localen Verhältnissen auch wohl Holz und Torf verwendet.

Was die Stärke oder Leistungsfähigkeit einer solchen Locomotivmaschine anbetrifft, so ist dieselbe durch verschiedene Umstände von vornherein in gewisse Grenzen eingeschlossen. Mit Rücksicht zunächst auf den höchstens zulässigen Druck, mit welchem eine Axe die Schienen und Ueberbrückungen ꝛc. belasten darf, ist bei einer vorgesetzten Anzahl von Axen, welche zur Unterstützung der Locomotive dienen, zunächst das Maximalgewicht der ganzen Maschine festgestellt. Hierbei muß bemerkt werden, daß die Anzahl der Axen durch die Krümmungsverhältnisse der Bahn ebenfalls beschränkt ist, da mit einer größeren Anzahl als drei Axen der Radstand der Locomotive schon ein so bedeutender wird, daß man das Befahren von Curven meist nur durch Anwendung complicirter Constructionen, wie drehbarer Radgestelle ꝛc., ermöglichen kann. Die weitaus größte Anzahl der Locomotiven ist aus diesem Grunde nur mit drei Axen versehen, und nur für außergewöhnliche Verhältnisse findet man mehr als vier Axen verwendet. Durch diese beschränkenden

Rücksichten betreffs der Zahl und Belastung der Axen ist von vornherein das Maximalgewicht der Dampfmaschine und des zugehörigen Dampfkessels und somit die Größe des von der Locomotive höchstens auszuübenden Effectes beschränkt, insofern die Verdampfungsfähigkeit des Kessels von dessen Gewichte abhängig ist.

Aber auch noch in einer anderen Weise tritt das Eigengewicht der Locomotive bestimmend für deren Triebkraft auf, da die von der Locomotive ausgeübte Zugkraft niemals die Größe des Reibungswiderstandes der Locomotivräder an den Schienen übersteigen kann. Wenn nämlich bei den Locomotiven durch die Bewegung der Dampfkolben die Umdrehung einer oder mehrerer Axen, Triebaxen, bewirkt wird, so sind zwei Fälle denkbar. In dem einen, normalen, Falle rollt die Locomotive auf den Schienen mit einer der Umfangsgeschwindigkeit der Triebräder gleichen Geschwindigkeit fort, dabei den angehängten Wagenzug mit sich schleppend und die sämmtlichen Widerstände W aller Wagen überwindend. Der andere Fall indeß ist denkbar und kommt unter abnormen Verhältnissen in der That auch vor, wobei die Triebaxe durch die Dampfmaschine zwar gedreht wird, ohne daß jedoch die Locomotive fortrollt, indem vielmehr die Triebräder auf den Schienen schleifen. In diesem Falle hat die Dampfmaschine den Reibungswiderstand F der Triebräder an den Schienen zu überwinden. Von diesen beiden möglichen Bewegungszuständen wird in Wirklichkeit immer derjenige sich einstellen, welcher die geringere mechanische Arbeit zu seiner Erhaltung erfordert, und man erkennt hieraus, daß der beabsichtigte Zweck einer Transportbewegung durch die Locomotive überhaupt nur so lange möglich ist, als jene Reibung F, welche im Zustande des Gleitens am Umfange der Triebräder sich einstellt, größer ist, als die Summe aller Zugwiderstände W, welche sich dem Fortrollen des ganzen Zuges entgegensetzen. Um daher die Zugkraft der Locomotive möglichst groß zu erhalten, hat man dafür Sorge zu tragen, jene gedachte Reibung $F = \varphi Q$ thunlichst groß zu machen. Diesen Zweck zu erreichen wird man, da der Reibungscoefficient φ zwischen Rad und Schiene ein bestimmter (0,2 etwa) ist, den Druck Q groß zu machen haben, mit welchem die Triebräder auf die Schienen drücken. Hieraus ergiebt sich ohne Weiteres die Nothwendigkeit, auf die Triebaxe einen möglichst großen Theil des Locomotivgewichtes zu legen, denn offenbar wird nur diejenige Reibung für die Zugkraft maßgebend sein, welche an den von der Dampfmaschine umgedrehten Rädern event. sich einstellt, wogegen die Belastung der übrigen, nur zur Unterstützung und Führung der Locomotive dienenden Räder, der Laufräder, für die Bestimmung der Zugkraft ganz ohne Einfluß ist. Man nennt diesen Theil des Eigengewichtes, mit welchem die Triebräder auf die Schienen drücken, das Adhäsionsgewicht der Locomotive im Gegensatze zu dem auf die Laufaxen kommenden todten Gewichte, und es erhellt aus

dem Vorstehenden, daß die von einer Locomotive **höchstens auszuübende Zugkraft ihrem Adhäsionsgewichte direct proportional** ist.

Da es nun aus Rücksichten der Festigkeit wie Stabilität nicht möglich ist, das ganze Gewicht der Locomotive auf die eine Axe wirken zu lassen, welche als Triebaxe fungirt, d. h. welche von der Dampfmaschine umgedreht wird, so ist auch deutlich, daß von dem Gesammtgewichte der Locomotive auch nur dieser auf die Triebaxe entfallende Theil als Adhäsionsgewicht wirken kann. Wenn es sich daher darum handelt, das Adhäsionsgewicht und damit die mögliche Zugkraft zu vergrößern, so kann man dies dadurch erreichen, daß man zwei oder alle Axen der Locomotive zu Triebaxen macht, d. h. sie so mit der Dampfmaschine in Verbindung bringt, daß sie durch deren Bewegung sämmtlich zur Drehung gezwungen werden. Dies führt zu der Anordnung der Locomotiven mit **gekuppelten** Axen oder Rädern, so genannt, weil man die Verbindung zweier oder aller Axen unter einander durch Parallelkurbeln (s. III. 1. §. 137) und **Kuppelstangen** bewirkt. Es geht hieraus hervor, daß durch diese Anordnung bei der Umdrehung einer Axe durch die Dampfmaschine alle mit dieser Axe gekuppelten Axen ebenfalls und zwar mit derselben Winkelgeschwindigkeit gedreht werden, woraus wieder mit Nothwendigkeit folgt, daß alle mit einander gekuppelten Triebräder genau gleiche Durchmesser erhalten müssen, um jedes Schleifen der Radkränze zu verhüten.

Es ergiebt sich aus vorstehender Betrachtung auch sogleich, daß man zur Anwendung gekuppelter Axen besonders bei Güterzugslocomotiven greifen wird, bei welchen der Widerstand wegen des bedeutenden Gewichtes der fortzuschleppenden Last bedeutend ist. Am meisten wird man hierzu durch starke Steigungen gedrängt, bei welchen der Zugwiderstand sehr schnell wächst. Man geht daher bei den sogenannten **Gebirgslocomotiven** für Bahnen mit bis $^1/_{40}$ Steigung so weit, daß man nicht nur alle Axen der Locomotive zu Triebaxen macht, sondern auch noch Axen des Tenders mit ihnen kuppelt, um auch das auf diesen Axen lastende Gewicht des Tenders als Adhäsionsgewicht auszunutzen.

Bei sehr beträchtlichen Steigungen, bei denen auch dieses Mittel nicht genügte, und man zur Anwendung von Seilaufzügen nicht greifen wollte, hat man die sogenannten Zahnradbahnen (Rigi) angeordnet, bei denen zwischen den Bahnschienen eine feste Zahnstange gelagert ist, in welche ein auf der Triebaxe angebrachtes Triebrad eingreift, oder man hat auch künstlich die Adhäsion vergrößert, indem man z. B. bei dem **Fell'schen** Systeme (Mont Cenis) gegen eine mittlere Schiene von beiden Seiten Rollen kräftig anpreßte, welche durch die beträchtliche Reibung, die sie dem Gleiten entgegensetzen, ebenfalls eine große Zugkraft ermöglichen. Derartige Einrichtungen gehören indessen zu den Ausnahmen.

Betreffs der Geschwindigkeit der Locomotiven muß man bemerken, daß bei

jeder Umdrehung der Triebaxen die Fortbewegung gleich dem Umfange eines Triebrades ist. Man wendet daher bei den Schnellzuglocomotiven, bei denen die Geschwindigkeit pro Secunde bis zu 25 m steigt, große Triebräder an (1,6 bis 2 m Durchmesser), um die Anzahl der Umdrehungen nicht zu groß zu erhalten. Es ergiebt sich z. B. für 25 m Geschwindigkeit und 2 m Raddurchmesser immer noch eine Tourenzahl von $\frac{25}{2 \cdot 3,14} \cdot 60 = $ ca. 240 per Minute. Da so hohe Räder aber weniger Stabilität gewähren, so pflegt man die Laufräder immer viel kleiner (von etwa 1 bis 1,25 m Durchmesser) anzunehmen.

Es ist klar, daß die Geschwindigkeit der Züge um so kleiner sein muß, je größer ihr Zugwiderstand *W* ist, da die Leistung der Locomotive, welche als das Product aus dem Widerstande *W* und der Geschwindigkeit *v* aufzufassen ist, nach dem Vorstehenden innerhalb gewisser durch die Construction gebotenen Grenzen eingeschlossen ist. Man wählt daher die Geschwindigkeiten und Triebräder bei den Personenzuglocomotiven kleiner als bei den Schnellzugmaschinen, bei den Güterzugmaschinen noch kleiner und bei den Gebirgsmaschinen am kleinsten. Die folgende Tabelle kann in Bezug auf diese Verhältnisse als maßgebend angesehen werden. Es möge nunmehr zur näheren Betrachtung der einzelnen Bestandtheile einer Locomotive übergegangen werden.

	Schnellzug-locomotive	Personenzug-locomotive	Güterzug-locomotive	Gebirgs-locomotive
Geschwindigkeit per Secunde	16 bis 25 m	10 bis 18 m	6 bis 9 m	6 bis 9 m
Zahl der Triebaxen	1 bis 2	1 bis 2	2 bis 3	3 bis 4
Durchmesser der Triebräder . . .	1,7 bis 2,1 m	1,4 bis 1,7 m	1,2 bis 1,4 m	1 bis 1,3 m
Durchmesser der Laufräder . . .	1 bis 1,25 m	1 bis 1,25 m	0,94 bis 1,1 m	—
Cylinderdurchmesser	0,40 m	0,40 m	0,42 bis 0,48 m	0,46 bis 0,50 m
Kesselheizfläche . .	80 bis 110 qm	80 bis 120 qm	90 bis 130 qm	100 bis 200 qm
Gewicht der Locomotive (leer) . .	450—650 Ctr.	450—650 Ctr.	550—700 Ctr.	650—825 Ctr.

Locomotivkessel. Ein Locomotivkessel besteht im Wesentlichen aus drei Haupttheilen, und zwar dem die Feuerung aufnehmenden Feuerkasten, ferner dem mittleren Langkessel, welcher als der die Abgabe der Wärme

§. 74.

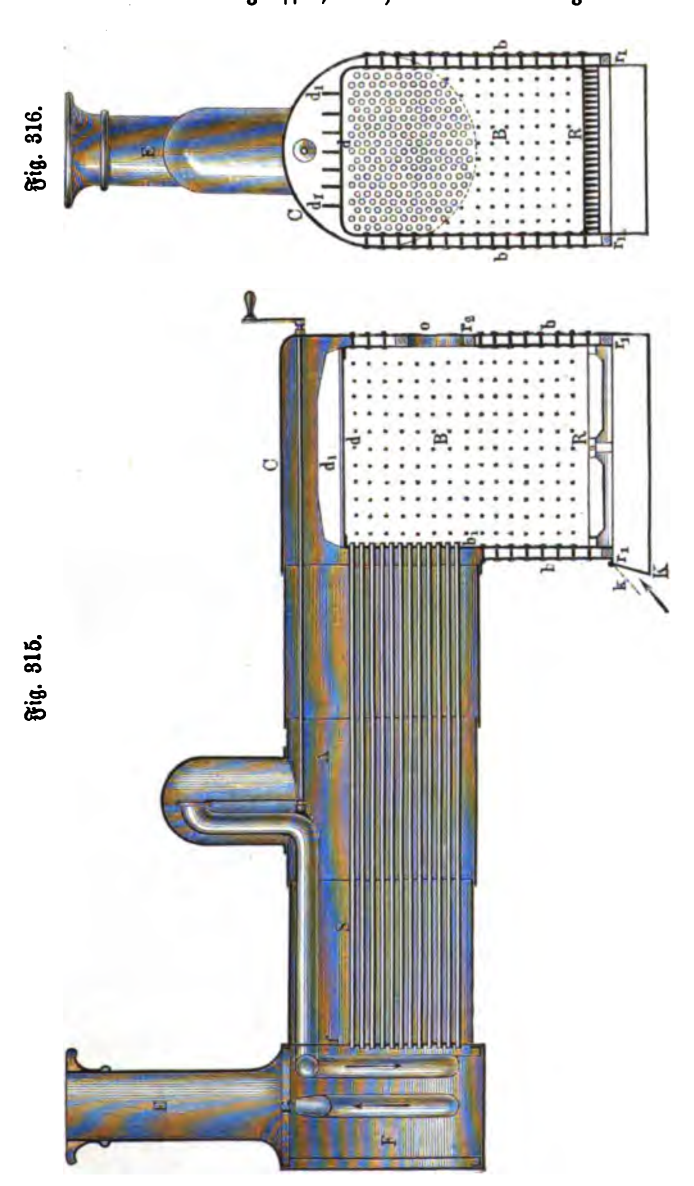


Fig. 316.

Fig. 315.

hauptsächlich vermittelnde eigentliche Verdampfungsapparat angesehen werden kann, und dem zur Abführung der Verbrennungsproducte dienenden Theile, der Rauchkammer.

Im Allgemeinen stimmen alle Locomotivkessel hinsichtlich ihrer Construction mit einander überein, und die Unterschiede bestehen außer in den Größenverhältnissen meist nur in Abweichungen einzelner Details. In den Figuren 315 und 316 (a. v. S.) ist ein Locomotivkessel im Längenschnitt und im Querschnitt durch den Feuerkasten dargestellt. Der mittlere immer cylindrische Theil A des Kessels schließt sich hinten an den Feuerkasten C an, welcher im Wesentlichen ein unten offener eiserner Kasten von parallelepipedischer Form ist, dessen obere Decke entweder durch eine halbcylindrische mit dem Langkessel in gleicher Flucht liegende Wölbung gebildet ist (glatter Feuerkasten), oder auch wohl zur Bildung eines Dampfdoms über den Langkessel nach oben hinwegragt. Innerhalb des Feuerkastens C findet sich ein zweiter parallelepipedischer unten gleichfalls offener Behälter B von starkem Kupferblech eingeschachtelt, die sogenannte Feuerbüchse, welche ihren Ab-

Fig. 317.

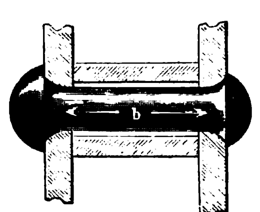
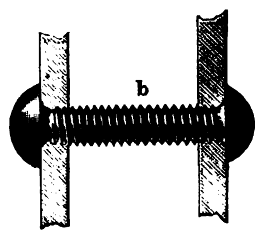


Fig. 318.



schluß unten durch den Rost R erhält. Zwischen dem Feuerkasten C und der Feuerbüchse B verbleibt ringsum ein etwa 60 bis 100 mm weiter Zwischenraum, welcher, mit Wasser gefüllt, ein Glühendwerden und Verbrennen der Feuerbüchsenwand verhütet. Nach unten wird dieser Zwischenraum zwischen B und C durch einen eingenieteten viereckigen schmiedeeisernen Ring r_1 von rechteckigem Querschnitte abgeschlossen, und ebenso ist durch einen zweiten runden oder ovalen Ring r_2 die Bildung der Befeuerungsöffnung o ermöglicht. Die geraden Wände der Feuerbüchse B und des Feuerkastens C sind übrigens noch durch eine große Anzahl von durchgehenden, beiderseits vernieteten Bolzen b, sogenannten Stehbolzen (s. Fig. 317 und Fig. 318), verbunden, um durch die hierdurch erzielte Verankerung das Durchbiegen der ebenen Platten unter Einfluß des mächtigen Dampfdruckes zu verhindern. Diese Bolzen werden durch den auf die Wände der Feuerbüchse und des Feuerkastens wirkenden Dampfdruck auf Zerreißen in Anspruch genommen, und müssen daher in entsprechender Anzahl (in 100 bis

150 mm Entfernung von einander) und Stärke (20 mm Durchmesser) eingezogen werden. Ebenso bedarf die gerade Decke *d* der Feuerbüchse eine Versteifung, welche man in der Regel durch hochkantig gestellte Träger d_1 erreicht, die in geringen Abständen (125 mm) von einander auf die Feuerbüchsendecke genietet werden, für welche Decke sie daher die Function von Rippen übernehmen, d. h. eine Vergrößerung des Trägheitsmomentes erzeugen.

Die auf dem Roste *R* sich entwickelnde Flamme erhitzt die Wände der Feuerbüchse, welche immer gänzlich vom Wasser umgeben sind, und findet ihre Abführung durch eine Anzahl von engeren Heizröhren, die sogenannten Sieberöhren *S*, welche von der vorderen Wand b_1 der Feuerbüchse aus durch den cylindrischen Mittelkessel hindurch bis zur Rauchkammer *F* gehen, auf welche sich die eiserne Esse *E* zur Abführung der Verbrennungsgase aufsetzt. Die Anzahl dieser aus Messing oder Schmiedeeisen gezogenen Sieberöhren von 42 bis 55 mm Durchmesser und 3,5 bis 5 m Länge ist eine sehr große (oft über 200), und nur hierdurch ist es möglich geworden, die bedeutenden Heizflächen zu erlangen, welche für die Dampferfordernisse der Locomotiven nothwendig sind. Von der gesammten, dem Feuer ausgesetzten Heizfläche der Locomotivkessel wird der größte Theil durch die Sieberöhren erreicht, indem die Oberfläche der Feuerbüchse etwa nur 6 bis 8 Proc. der gesammten Heizfläche ausmacht.

Fig. 319.

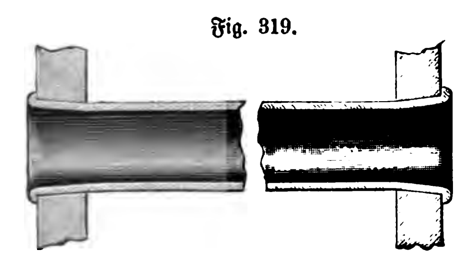
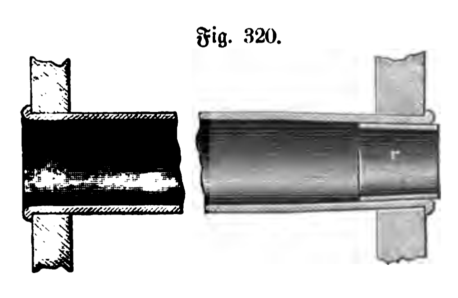


Fig. 320.



Die Sieberöhren werden in den Rohrwänden b_1 und *f* einfach durch Verstemmen, etwa nach Fig. 319, befestigt, auch schützt man wohl die in der Feuerbüchse befindlichen Enden nach Fig. 320 durch eingeschlagene stählerne Brandringe *r* vor dem schnellen Verbrennen. Die Rauchkammer *F* ist an der vorderen Seite mit einem gut schließenden schmiedeeisernen Deckel versehen, dessen Oeffnung das Reinigen der Röhren gestattet. Der Zutritt der zur Verbrennung erforderlichen Luft erfolgt durch die nach vorn gerichtete Oeffnung des Aschenkastens *K*, welche mittelst einer vom Führerstande aus stellbaren Klappe *k* einer

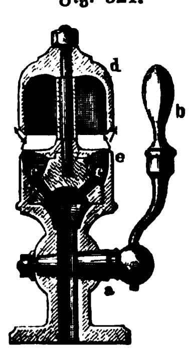
Regulirung fähig ist. Um den nöthigen Zug für die Feuerung zu erlangen, führt man den in der Maschine zur Wirkung gekommenen Dampf aus den Abgangsröhren der beiden Cylinder durch das gemeinschaftliche Ausblaserohr *G* in der Rauchkammer nach dem Schornsteine ab. Ueber die Wirkung des Blaserohres siehe unten.

Das Material zu dem Langkessel, der Rauchkammer und dem äußeren Feuerkasten ist meistens Schmiedeeisen, erst in neuerer Zeit hat man Stahlbleche dazu, wie es scheint mit Vortheil, verwendet. Die inneren Feuerbüchsen werden allgemein aus Kupferblech gemacht, welches sich gegen das Feuer widerstandsfähiger gezeigt hat, als Stahlblech, das hierzu ebenfalls versucht worden ist. Eiserne Feuerbüchsen haben sich durchaus nicht bewährt. Die Sieberöhren wurden früher ausschließlich aus Messing und zwar durch Ziehen ohne Naht erzeugt, neuerdings hat man vielfach auch schmiedeeiserne gezogene oder gewalzte Röhren angewendet, welche neben ihrem geringeren Preise den Hauptvortheil vor den messingenen darbieten, mit dem Langkessel aus demselben Materiale zu bestehen und daher bei der Temperaturveränderung einer nahezu eben solchen Längenänderung unterworfen zu sein, wie dieser. Eine Hauptbedingung für die Dauer schmiedeeiserner Sieberöhren ist die Verwendung eines recht zähen gut durchgearbeiteten Eisens, sowie guten Brennmaterials und reinen Speisewassers. Auch Bessemermetall hat man neuerlich für die Sieberöhren in Anwendung gebracht.

Der Locomotivkessel ist natürlich, wie jeder Dampfkessel, mit den erforderlichen und zum Theil gesetzlich vorgeschriebenen Garnirungstheilen versehen, also mit einer Wasserstandsröhre und drei Probirhähnen zur sicheren Erkennung des Wasserstandes, welcher vorschriftsmäßig mindestens 10 cm über dem höchsten Theile des Feuerkastens liegen muß. Außer mit einem möglichst vollkommenen Manometer, welches man für Locomotiven ausnahmslos als Federmanometer construirt, ist jeder Locomotivkessel ferner mit zwei Sicherheitsventilen zu versehen, deren Belastung ebenfalls allgemein durch eine Federwage mit Hülfe eines Hebels geschieht. Da die Spannkraft der Federn mit zunehmender Durchbiegung derselben wächst, das Ventil also bei eintretender Lüftung mit vermehrter Kraft niedergedrückt wird, so hat man sich bemüht, die Anordnung so zu treffen, daß beim Heben des Ventils der Hebelarm für den Federdruck in etwa demselben Verhältnisse abnimmt, in welchem die Federkraft wächst, das Product aus beiden daher constant bleibt. Insbesondere hat sich die von Meggenhofen hierfür angegebene Ventilbelastung eingeführt, in welcher Beziehung, sowie überhaupt in Betreff der Garniturtheile auf Thl. II verwiesen werden muß. Selbstverständlich ist der Locomotivkessel mit den erforderlichen Speisevorrichtungen versehen, um das aus dem Tender zu entnehmende Wasser nach Maßgabe des verdampften

in den Kessel zu pressen. Man wandte hierzu vor Erfindung des Giffard'schen Injectors allgemein Saug- und Druckpumpen an, von denen eine ihre Bewegung von dem Kreuzkopfe oder einem Excenter der Triebwelle erhielt, während die andere als besondere kleine Dampfpumpe construirt war, um den Kessel auch im Stillstande der Maschine speisen zu können. Seit dem Bekanntwerden der Dampfstrahlpumpe hat man diese einfache Vorrichtung ziemlich allgemein angenommen und man findet sie heute fast an jedem Locomotivkessel meistens in zwei Exemplaren angebracht. Hinsichtlich der Wirkungsweise der Speiseapparate muß auf das vierte Capitel über Wasserbewegungsmaschinen verwiesen werden. Endlich ist an jedem Locomotivkessel zum Signalgeben eine Dampfpfeife auf dem Feuerkasten, dem Führer leicht zugänglich, angebracht, welche nach Fig. 321 im Wesentlichen aus einer metallenen, auf einem Stifte aufgehängten Glocke *d* besteht, welche dadurch in akustische Schwingungen versetzt wird, daß der Dampf aus dem Kessel nach Oeffnen des Hahnes *a* durch die Löcher *c* und einen feinen Ringspalt bei *e* ausströmt und dabei gegen den zugeschärften Rand der Glocke *d* trifft. Der Handgriff *b* des Hahns oder Ventils ist öfter auch durch eine Schnur mit den Schaffnersitzen in Verbindung gebracht, um von da aus dem Locomotivführer nöthigenfalls Signale geben zu können.

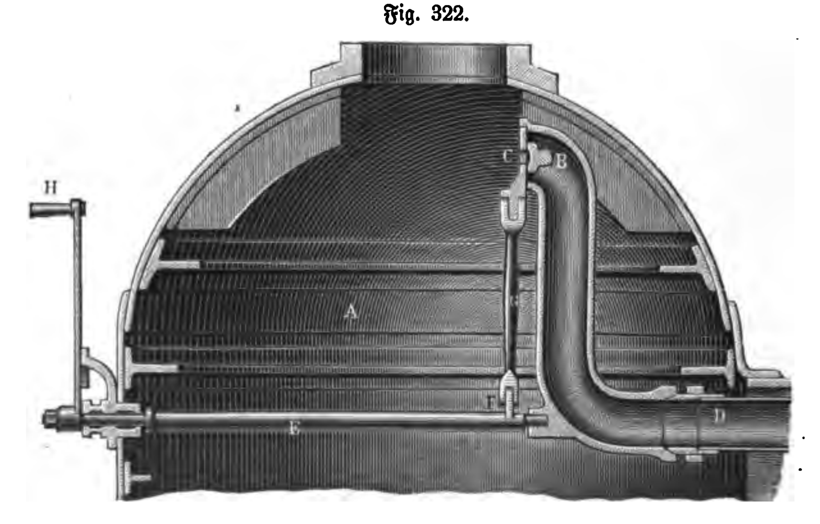
Fig. 321.



Die Abführung des Dampfes aus dem Kessel nach der Maschine geschieht durch ein Rohr, welches sich nach seinem Austritte aus dem Kessel in zwei Zweigröhren für die beiden Cylinder gabelt, und welches an einer Stelle mit einer Abschlußvorrichtung, einem Ventil oder Schieber, versehen ist, durch deren Bewegung der Führer die Menge des der Maschine zufließenden Dampfes reguliren kann. Mit Rücksicht hierauf führt diese Abschlußvorrichtung den Namen „Regulator", wobei indeß bemerkt werden kann, daß die gedachte Vorrichtung mit den in Thl. III, 1 besprochenen selbstthätig wirkenden Regulatoren nichts gemein hat, sondern im Wesentlichen nur das an jeder stationären Dampfmaschine auch vorhandene Absperr- oder Einlaßventil vertritt. Bei der Entnahme des Dampfes hat man besondere Rücksicht darauf zu nehmen, daß der in das Rohr eintretende Dampf möglichst trocken sei, d. h. möglichst wenig mitgerissenes tropfbares Wasser enthalte, da sonst außer einem großen Wärmeverluste mancherlei Nachtheile sich einstellen, insbesondere ein baldiges Undichtwerden der Cylinderverschraubungen und das für die Fahrenden so unangenehme Spucken des Schornsteins. Zu dem Zwecke der Entnahme möglichst trockenen Dampfes hat man daher die Eintrittsöffnung des Dampfrohres mög-

lichst hoch über den Wasserstand zu legen, weshalb man diese Oeffnung des Dampfrohres wohl in der Ueberhöhung des Feuerkastens anbringt. Ist eine solche Ueberhöhung nicht vorhanden, so pflegt man zu dem Zwecke auf dem Kessel einen besonderen cylindrischen Dampfdom anzubringen, welchen man alsdann am besten entfernt von der Feuerkiste auf dem cylindrischen Langkessel in der Nähe der Rauchkammer anordnet, weil nämlich über der Feuerbüchse wegen des intensiven Feuers daselbst das Aufwallen des Wassers viel heftiger ist, als an den weiter nach vorn gelegenen Kesseltheilen. Auch wird die Länge des Zuführungsrohres im Innern des Kessels um so geringer, je weiter nach vorn man den Dom legt, auch kann das Gewicht des Domes gleichzeitig als Mittel dienen, die Belastung der Axen in gewissem Grade zu reguliren. Man findet übrigens auch Locomotiven (z. B. die Crampton'schen), bei denen weder eine Ueberhöhung des Feuerkastens noch ein besonderer Dampfdom vorhanden ist, und bei denen der Dampf den Eintritt durch die siebförmig durchlöcherte oder mit einem Längsschlitz durchbrochene obere Fläche eines Rohres erhält, welches der ganzen Länge nach durch den Dampfraum des Kessels gelegt und am vorderen Ende mit dem Regulator versehen ist. Auch hat man vielfach Anordnungen getroffen, um das vom Dampfe mitgerissene Wasser zurückzuhalten, z. B. indem man die Rohröffnung mit einem Schirme oder einer Kappe versieht, oder den Dampf zwischen geeigneten Leitflächen so hindurchführt, daß das mitgeführte Wasser beim Umwenden um die Kanten durch die Centrifugalkraft in den Kessel zurückgeschleudert wird u. s. w. Das Dampfrohr tritt immer an dem vorderen Ende aus dem Kessel heraus, und zwar meistens durch die vordere Rohrwand, so daß die beiden Zweigröhren für die Cylinder in der Rauchkammer,

Fig. 322.



vor Abkühlung in wirksamer Weise geschützt, ihren Platz finden. Nur bei manchen Locomotiven, bei denen die Cylinder zwischen der Rauchkammer und Feuerbüchse liegen, tritt das Rohr oben aus dem Kessel, so daß die beiden Zweigröhren in verticaler Ebene zu beiden Seiten des Kessels nach den darunter liegenden Cylindern geführt sind, bei welcher Anordnung indeß die Abkühlung des Dampfes eine größere ist.

Der Regulator findet sich meistens innerhalb des Kessels, zuweilen aber auch außerhalb desselben. Im letzteren Falle, in welchem die Zugänglichkeit leichter ist, als im ersteren, legt man ihn zweckmäßig an die Stelle, wo das Dampfsammelrohr aus dem Kessel durch die Rohrwand hindurchtritt. In Fig. 322 ist die Dampfentnahme für eine Schnellzugmaschine der Sächsischen Staatsbahn dargestellt. Der Dampf wird hier aus dem überhöhten Feuerkasten *A* entnommen, und es ist die Mündung *B* des Dampfrohres *D* durch einen geraden vertical beweglichen Schieber *C* verschlossen, dessen Bewegung von der Handhabe *H* durch die Welle *E*, den Hebel *F* und die Zugstange *G* geschieht. Das Dampfrohr *D* ist der ganzen Länge nach durch den Kessel nach der Rauchkammer geführt, wo es sich, wie oben angeführt, nach den beiden Cylindern gabelt. Offenbar muß dieses Rohr *D* auf der ganzen Länge gut gedichtet sein, um bei geschlossenem Regulator keine Dämpfe nach der Maschine gelangen zu lassen.

Fig. 323.

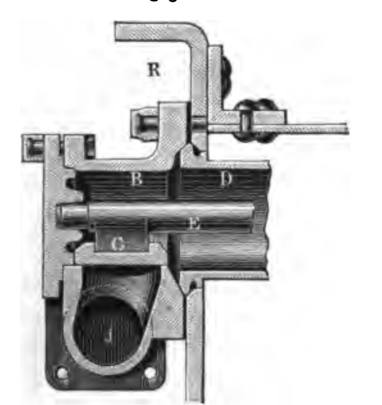
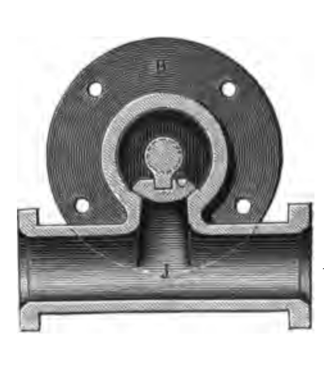


Fig. 324.

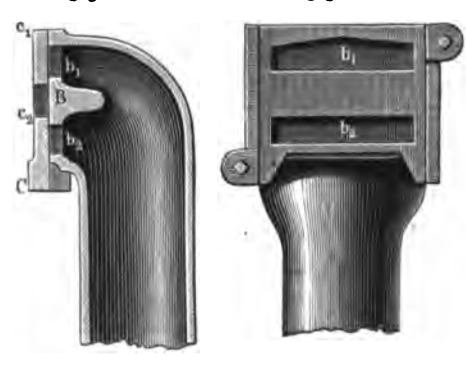


Eine leichtere Zugänglichkeit zu dem Regulator ist durch die Schwartzkopff'sche Anordnung, Fig. 323 und Fig. 324, erreicht, bei welcher das Gehäuse *B* des cylindrischen Schiebers *C* in der Rauchkammer *R* an die Endigung des daselbst heraustretenden Dampfsammelrohres *D* geschraubt ist, welches den Dampf aus dem Dampfdome entnimmt. Bei *J* zweigt sich hierbei das mehrgedachte Gabelrohr ab. Die Welle *E*, deren vorderes Ende

den cylindrischen Schieber regiert, geht durch den ganzen Kessel hindurch und trägt am anderen Ende die Handhabe zur Regulirung.

Die Absperrvorrichtung wird meistens als Schieber, seltener als Ventil construirt, und zwar wandte man früher wohl den sogenannten Schmetterlingsschieber an, bestehend aus einer kreisförmigen mit drei oder vier sectorenförmigen Durchbrechungen versehenen Platte, welche auf einer eben solchen durchbrochenen Platte sich dreht, so daß Dampfeintritt stattfindet, sobald die beiderseitigen Durchbrechungen über einander, und ein Abschluß, wenn sie neben einander zu stehen kommen. Diese Construction ist neuerdings nur wenig in Gebrauch, weil derartige Drehschieber schlecht dicht zu halten sind, indem verschiedene Punkte des Schiebers je nach ihrem Abstande von der Drehaxe verschiedener Abnutzung unterworfen sind.

Fig. 325. Fig. 326.



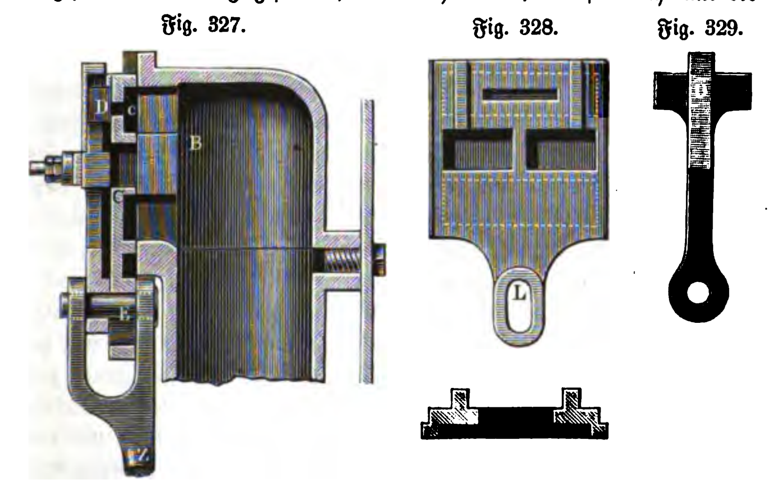
Meistens wendet man gerade Schieber mit verticaler oder horizontaler Bewegungsrichtung an, wie der Regulator der Fig. 322 ist. Derselbe ist in den Figuren 325 u. 326 besonders dargestellt, und man sieht, daß hier die Platte B der Rohrmündung mit zwei Schlitzen b_1 und b_2 versehen ist, während die Schieberplatte C in der Mitte einen Einschnitt trägt. Diese Einrichtung wählt man, um bei geringer Bewegung des Schiebers C eine beträchtliche Durchgangsöffnung zu erhalten, indem gleichzeitig die Schieberkante c_1 den Canal b_1 und die Kante c_2 den Canal b_2 freigiebt. Um übrigens den Cylindern, wenn dies nöthig ist, mit Sicherheit auch sehr kleine Dampfmengen zuführen zu können, wird die Durchlaßöffnung b_1 öfter in der gezeichneten Art trapezförmig ausgeführt, und es ist ersichtlich, wie in Folge dieser Form die Schieberkante c_1 anfänglich ganz allmälig die Oeffnung b_1 frei macht. Von der Anwendung cylindrischer Schieber, welche sich um ihre Axe drehen, ist schon in Fig. 323 ein Beispiel angeführt worden.

Da der Schieber durch den gesammten auf seiner Außenfläche lastenden Dampfdruck gegen seine Unterlage gedrückt wird, so stellt sich eine große aus diesem Drucke hervorgehende Reibung der Bewegung des Schiebers entgegen, wodurch die Handhabung des Regulators sehr erschwert wird. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, hat man mehrfach versucht, anstatt des Schiebers ein Ventil anzuwenden, welches durch den Druck des Dampfes auf einen Kolben oder auf eine zweite Ventilfläche nahezu entlastet ist, so

daß zur Bewegung des Ventils nur eine geringe Kraft erforderlich ist. Diese Constructionen haben aber wegen ihrer meist complicirten Einrichtung wenig Anwendung gefunden, und sind überhaupt Ventile als Abschlußvorrichtungen bei den Locomotiven deswegen nicht empfehlenswerth, weil die Sitzflächen leicht durch mitgerissene Unreinigkeiten, wie Schlamm, verunreinigt werden, so daß der dichte Abschluß nicht mehr stattfindet.

Auch entlastete Schieber hat man für den Regulator angewendet, ohne daß die betreffenden Constructionen indeß weitere Verbreitung erlangt hätten, am meisten Verwendung hat nur eine durch die Figuren 327 bis 329 dargestellte Anordnung gefunden, bei welcher durch eine sinnreiche und ver-

Fig. 327. Fig. 328. Fig. 329.



gleichsweise einfache Vorrichtung die Entlastung des Schiebers jedesmal unmittelbar vor dessen Eröffnung bewirkt wird. Hierbei ist nämlich der vor der Rohrmündung *B* in gewöhnlicher Art bewegliche Schieber *C* mit einer kleinen Durchbrechung *c* versehen, welche im geschlossenen Zustande durch einen kleinen Schieber, den sogenannten Voreilungsschieber *D*, bedeckt ist. Die Anordnung ist nun so getroffen, daß bei einer Oeffnung des Regulators die Zugstange *Z* zuerst diesen Voreilungsschieber *D* von der Oeffnung *c* wegzieht, worauf der Dampf durch letztere hindurch auf die Rückfläche des Hauptschiebers *C* gelangen und denselben entlasten kann. Das Voreilen des kleinen Schiebers *D* vor dem Hauptschieber wird einfach dadurch erreicht, daß der Zapfen *E*, welcher beide Schieber bewegt, den Hauptschieber in einem ovalen Loche *L* ergreift, dessen Länge dem Bolzen *E* so viel todten Gang gestattet, als zur Voreilung des Schiebers *D* erforderlich ist.

Locomotivfeuerung. Ueber den Verbrennungsproceß und die durch denselben erzeugte Wärme ist im II. Theile bei Besprechung der Dampf- §. 75.

maschine im Allgemeinen gehandelt worden und sind auch daselbst die Feuerungsanlagen für Dampfkessel besprochen. Es genügt daher, hier nur auf die den Locomotivkesseln eigenthümlichen Verhältnisse näher einzugehen. Als Brennmaterial wandte man in der ersten Zeit fast ausschließlich Cokes an, wegen des hohen Preises dieses Brennmaterials ist man seit den fünfziger Jahren vielfach bemüht gewesen, statt dessen Steinkohlen zu feuern, und hat sich dieses Brennmaterial heute ziemlich allgemein für den Locomotivbetrieb eingeführt. Nur unter gewissen localen Verhältnissen werden andere Brennmaterialien, wie Holz (Rußland, Amerika), oder Torf (Bayern, Oldenburg), sowie Braunkohlen oder künstliche Brennstoffe (Briquets) angewendet. Die Versuche, mit flüssigen (Theer) Brennmaterialien zu heizen, sind nur vereinzelt aufgetreten, eine Beheizung der Locomotiven mit Gas hat niemals stattgefunden.

Der Vortheil der Steinkohlenfeuerung vor derjenigen mit Cokes besteht außer in der Wohlfeilheit namentlich darin, daß die Siederöhren und Feuerbüchsen weniger dem Verbrennen ausgesetzt sind; als Nachtheil muß dagegen besonders die Erzeugung des lästigen Rauches angeführt werden. Hierzu kommt insbesondere bei Feuerung mit Torf und Holz der Umstand des Funkenwerfens, welcher bei den letztgedachten Brennmaterialien die Anwendung wirksamer Funkenfänger unerläßlich macht. Zur Vermeidung des Rauches sind in verschiedener Weise Rauchverbrennungseinrichtungen angegeben und versucht worden, ohne daß dieselben zu einer allgemeineren Verwendung gekommen wären. Man hat zu dem Zwecke namentlich die Zuführung von Luft in die Feuerbüchse oberhalb der Brennmaterialschicht, auch die Einführung von Dampfstrahlen, die Anwendung von geneigten, getheilten und von Treppenrosten 2c. gewählt, worüber auf Specialwerke, wie das mehrerwähnte Handbuch, Bd. III, verwiesen werden muß.

Bei dem beschränkten Raume, welchen der Natur der Sache nach ein Locomotivkessel nur einnehmen kann, können verhältnißmäßig nur geringere Rostflächen angenommen werden, als bei stationären Kesseln der Fall ist; man muß also auf dem Roste ein intensives Feuer unterhalten, was dadurch möglich ist, daß man in der Anwendung des Blasrohrs (s. d. folg. §.) ein Mittel zur Erzeugung eines viel kräftigeren Zuges besitzt, als er durch den Schornstein der stationären Kessel erreicht werden kann. Vermöge dieser intensiveren Verbrennung genügt es auch, dem Brennmateriale verhältnißmäßig weniger Verbrennungsluft zuzuführen, als bei stationären Feuerungen. Man rechnet daher bei Locomotivkesseln auf das anderthalbfache Luftquantum von demjenigen, welches der chemischen Zusammensetzung des Brennmaterials gemäß theoretisch nur erforderlich sein würde, wenn sämmtliche Luft an der Verbrennung sich betheiligte, während man bei stationären Kesseln das zugeführte Luftquantum L meistens gleich dem doppelten theoretischen annimmt.

Nach Schinz*) hat man in Locomotiven die zur Verbrennung von 1 Kilogramm Brennmaterial erforderliche Luftmenge von 0° (anderthalbfache theoretische) anzunehmen zu $L = 11,22$ cbm $= 14,6$ kg für Cokes und $L = 12,14$ cbm $= 15,8$ kg für mittlere Steinkohlen. Kennt man daher die Brennstoffmenge K, welche per Stunde auf dem Roste verbrannt werden soll, so ergiebt sich hieraus das Luftvolumen L und daraus die freie Rostfläche, d. h. die Summe der Zwischenräume zwischen den Roststäben zu

$$E = \frac{L}{60 \, . \, 60 \, . \, v},$$

unter v die Geschwindigkeit der durch den Rost strömenden Luft verstanden, welche Geschwindigkeit etwa zwischen

$$v = 4,7 \text{ bis } 5,3 \text{ m}$$

angenommen werden kann. In welcher Weise eine Regulirung dieser Geschwindigkeit durch das Blasrohr vorgenommen werden kann, wird im folgenden Paragraphen angegeben werden. Da ferner die freie Rostfläche E ein gewisser aliquoter Theil der gesammten Rostfläche R ist, so daß man setzen kann

$$E = \alpha R,$$

worin $\alpha = 0,4$ bis $0,5$ bei Cokesfeuerungen und $\alpha = 0,25$ bis $0,4$ bei Steinkohlenfeuerungen anzunehmen ist, so findet man aus E auch die gesammte Rostfläche $R = \frac{E}{\alpha}$.

Das stündlich zu verbrennende Quantum Brennmaterial K ermittelt sich weiter aus der in der gleichen Zeit von der Maschine verbrauchten Dampfmenge D in folgender Weise. Bezeichnet W die in einem Kilogramm des Brennmaterials enthaltene theoretische Wärmemenge, welche bei einer vollständigen und verlustlosen Verbrennung erzielt werden würde, so erhält man bei der wirklichen Verbrennung auf dem Roste wegen der nicht vollständigen Verbrennung aus jedem Kilogramm des Materials nur eine geringere Wärme, welche durch $\eta_r W$ bezeichnet werden kann. Hierin stellt η_r einen ächten Bruch vor, welchen man den Wirkungsgrad der Feuerung oder des Rostes nennen kann. Der Werth von η_r hängt nicht nur von der Güte der Feuerungsanlage, sondern auch von der Beschaffenheit des Brennmaterials ab, namentlich wird er bei größerem Feuchtigkeitsgehalte desselben bedeutend herabgezogen, weil die zur Verdampfung der Feuchtigkeit erforderliche Wärme namhafte Verluste repräsentirt. Auch gewähren rußende Brennmaterialien, bei welchen

*) S. Waldegg, Handbuch d. sp. E., Bd. 3, S. 316, den Artikel von G. Meyer über Brennmaterial und Heizung der Locomotiven und S. 107 den Artikel von Grove über Locomotiven.

also ein großer Theil des Kohlenstoffes als solcher unverbrannt entweicht, geringere Ausbeute, als solche Brennstoffe, welche diese Eigenschaft nicht besitzen. Daher wird der Wirkungsgrad der Steinkohlenfeuerungen beträchtlich kleiner sein, als derjenige von Cokesfeuerungen. Man kann erfahrungsmäßig für Locomotivkessel den Werth $\eta_r = 0{,}9$ bei Cokesfeuerungen, $\eta_r = 0{,}75$ bei Steinkohlenfeuerungen setzen.

Wenn daher nach den in Theil II hierüber gemachten Angaben die theoretische Wärme einer aus 80 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasserstoff, 7 Proc. Sauerstoff, 3 Proc. Wasser und 5 Proc. Asche bestehenden Steinkohle sich zu
$W = 8080 . 0{,}80 + 34462 \, (0{,}05 - \frac{1}{8} \, 0{,}07) - 640 . 0{,}03 = 7867$
oder rund 7500 Wärmeeinheiten berechnet, so kann man die auf dem Roste nutzbar gemachte Wärmemenge für jedes Kilogramm Steinkohlen zu

$$0{,}75 \, . \, 7500 = \text{circa } 5600 \text{ W.-E.}$$

annehmen. Für Cokes, welcher im Mittel 85 Proc. Kohlenstoff, 5 Proc. Wasser und 10 Proc. Asche enthält, ergiebt sich

$$W = 8080 \, . \, 0{,}85 - 640 \, . \, 0{,}05 = 6836 \text{ W.-E.},$$

daher man für jedes Kilogramm

$$0{,}9 \, . \, 6836 = \text{rund } 6000 \text{ W.-E.}$$

ansetzen darf.

Diese von dem Brennmateriale auf dem Roste erzeugte Wärme wird nur zum Theile durch Strahlung und Leitung an das Kesselwasser übertragen und zur Dampfbildung verwendet, während der Rest durch die mit mehr oder minder hoher Temperatur nach dem Schornsteine entweichenden Verbrennungsgase dem Kessel entführt wird. Bezeichnet man das Verhältniß der die Verdampfung bewirkenden Wärme zu der ganzen auf dem Roste erzeugten Wärme als den Wirkungsgrad oder das Güteverhältniß (Nutzeffect) der Kesselheizfläche mit η_f, so ergiebt sich nach dem Vorstehenden die ganze aus einem Kilogramm Brennmateriale zur Erzeugung von Dampf erlangte Wärme zu

$$\eta_r \, \eta_f \, W = \eta \, W,$$

worin unter $\eta = \eta_r \, \eta_f$ der Wirkungsgrad der ganzen Kesselanlage zu verstehen ist.

In welcher Weise der Wirkungsgrad η_f der Kesselheizfläche aus der Größe F derselben, aus dem Luftvolumen V und aus der Temperatur t_0 der zuströmenden Luft, sowie derjenigen t_2 im Feuerherde zu bestimmen ist, wurde näher in Thl. II bei der Besprechung der Dampferzeugungsapparate untersucht, und daselbst gefunden, daß dieser Wirkungsgrad η_f um so größer ausfällt, je größer die Heizfläche F gewählt wird. Je größer nämlich diese Fläche im Verhältnisse zu der Brennmaterialmenge, oder was auf dasselbe

hinaus kommt, zu der erforderlichen Rostfläche gewählt wird, desto mehr Gelegenheit ist den Feuerungsgasen zur Abgabe ihrer Wärme an das Kesselwasser geboten, mit desto geringerer Temperatur also mit desto geringerer Wärmeentführung werden die Gase durch den Schornstein entweichen. Die Größe der Heizfläche F hat natürlich ihre Grenzen in dem Gewichte, welches man dem Locomotivkessel passend nur geben kann, und hieraus erklärt es sich, warum man sich in der Praxis mit einem gewissen Wirkungsgrade η_f begnügen muß, um unter den beschränkten Größenverhältnissen die genügende Dampfmenge erzeugen zu können. Die auf die Gewichtseinheit Brennmaterial entfallende Heizfläche wählt man deshalb viel kleiner, als bei stationären Kesseln, bei denen man, an Raum und Gewichtsverhältnisse weniger gebunden, im Interesse besserer Ausnutzung der Wärme verhältnißmäßig größere Heizflächen annehmen darf. Ueber die bei den Locomotiven durchschnittlich vorkommenden Verhältnisse giebt am besten die folgende Tabelle Auskunft, welche dem Artikel von Grove über die Locomotive in dem Handbuche für specielle Eisenbahntechnik, Bd. III, entnommen ist. Hierin bedeuten wie vorstehend F die Heizfläche (dem Feuer exponirte Kesselfläche) und R die Rostfläche in Quadratmetern, sowie K das Brennmaterialquantum in Kilogrammen pro Stunde; η_r, η_f und $\eta = \eta_r \eta_f$ haben die obige Bedeutung.

Durchschnittliche Verhältnisse für Locomotivkessel.

	Locomotiven für	$\frac{K}{R}$	$\frac{F}{R}$	η_r	η_f	$\eta = \eta_r \eta_f$
Coaksfeuerung	Personenzüge . .	500 — 550	70 — 90	0,9	0,67 — 0,74	0,60 — 0,67
	Güterzüge . . .	500	80 — 100	0,9	0,72 — 0,77	0,65 — 0,69
	Gebirgsbahnen .	600	120	0,9	0,77	0,69
Steinkohlenfeuerung	Personenzüge . .	400 — 450	50 — 70	0,75	0,60 — 0,70	0,45 — 0,52
	Güterzüge . . .	400	60 — 80	0,75	0,67 — 0,73	0,50 — 0,55
	Gebirgsbahnen .	500	100	0,75	0,73	0,55

Es kann hierzu bemerkt werden, daß der Wirkungsgrad η_f der Heizfläche einen größeren Werth annimmt, wenn auf dem Roste eine geringere Brennmaterialmenge als hier angenommen, verbrannt wird, indem alsdann für

die in geringerer Menge entwickelten Gase eine verhältnißmäßig größere Heizfläche vorhanden ist, welche auch eine bessere Ausnutzung der Wärme gestattet. Aus dem entgegengesetzten Grunde wird bei einer verstärkten Feuerung der Wirkungsgrad geringer werden.

Unter Zugrundelegung des Wirkungsgrades $\eta = \eta_r \eta_f$ eines Kessels bestimmt sich nun aus der für die Maschine (s. dort) stündlich erforderlichen Dampfmenge D das zu verbrennende Kohlenquantum wie folgt.

Bezeichnet t die dem Dampfe vermöge seiner Spannung eigenthümliche, aus der Regnault'schen Tabelle Thl. II zu entnehmende Temperatur (170,8° für 8 Atmosphären und 188,4° für 12 Atmosphären), und bezeichnet t_0 die Temperatur des Kesselspeisewassers, so ist zur Bildung von 1 kg dieses Dampfes nach Regnault (s. Thl. II) die Wärmemenge

$$606{,}5 + 0{,}305\, t - t_0$$

erforderlich. Setzt man im Durchschnitt $t = 185^0$ und $t_0 = 15^0$, so erhält man diese Wärme zu 648 oder rund 650 Wärmeeinheiten, wogegen bei einer Vorwärmung des Wassers durch den abgehenden Dampf auf etwa 80° nur eine Wärmemenge von 585 Calorien für jedes Kilogramm Dampf zu rechnen ist. Nimmt man ferner darauf Rücksicht, daß dem aus dem Kessel nach der Maschine abgeführten Dampfe immer eine gewisse Quantität mechanisch mitgerissenes Wasser beigemengt ist, so wird, wenn jedes Kilogramm Dampf N Kilogramme Wasser mit sich führt, dieses Wasser dem Kessel die Wärme $N\,(t - t_0)$ entziehen. Für einen durchschnittlichen Werth von $N = 0{,}20$ kg berechnet sich diese Wärme zu $0{,}2\,(185 - 15) = 34$ Wärmeeinheiten, wenn eine Vorwärmung nicht stattfindet, bezw. zu $0{,}2\,(185 - 80) = 21$ Wärmeeinheiten bei vorgewärmtem Speisewasser. Man kann daher unter diesen Voraussetzungen die für jedes Kilogramm des erforderten Dampfes nöthige Wärmemenge bei nicht vorgewärmtem Speisewasser zu

$$w = 650 + 34 = 684 \text{ Wärmeeinheiten,}$$

bezw. bei Vorwärmung zu

$$w = 585 + 21 = 606 \text{ Wärmeeinheiten}$$

annehmen, so daß hiernach der Vortheil der Vorwärmung zu

$$\frac{684 - 606}{684} = 0{,}114$$

oder ca. 11 Proc. Brennmaterialersparniß anzunehmen ist. Die stündliche Brennmaterialmenge K folgt nun aus der einfachen Beziehung

$$\eta K W = w D,$$

wenn, wie oben, W die theoretische Wärme in einem Kilogramm des Brenn-

materials und η den Wirkungsgrad des Kessels bedeutet. Legt man z. B. der oben gegebenen Tabelle gemäß im Mittel

$$\eta = 0,65 \text{ für Cokesfeuerung}$$

und

$$\eta = 0,50 \text{ für Steinkohlenfeuerung}$$

zu Grunde, so ergiebt sich ohne Vorwärmung mit $W = 6800$ für Cokes und $W = 7500$ für Steinkohlen

$$D = \frac{0,65 \,.\, 6800}{684} K = 6,46\, K$$

oder

$$K = 0,155\, D \text{ für Cokes,}$$

und

$$D = \frac{0,50 \,.\, 7500}{684} = 5,48\, K$$

oder

$$K = 0,183 \text{ für Steinkohlen.}$$

Man kann daher unter diesen Verhältnissen mit 1 kg Cokes 6,46 kg Dampf und mit 1 kg Steinkohlen 5,48 kg Dampf erzeugen, welche Zahlen bei Anwendung vorgewärmten Speisewassers sich im Verhältnisse $\frac{684}{606}$, also zu 7,3 resp. 6,2 kg Dampf erhöhen.

Hat man in dieser Weise die für das stündlich von der Maschine verlangte Dampfquantum erforderliche Brennmaterialmenge K bestimmt, so ermittelt sich in der oben gedachten Weise die nöthige Verbrennungsluft L, die freie und die gesammte Rostfläche R, und daraus den angegebenen Verhältnissen von $\frac{F}{R}$ entsprechend die anzuordnende Heizfläche F.

Die Heizfläche F der Locomotivkessel besteht wesentlich aus zwei Theilen, nämlich aus der inneren Oberfläche der Feuerbüchse F_1 und der inneren Oberfläche F_2 der Sieberöhren. Von diesen Flächen nimmt der erstere Theil F_1, welcher auch wohl als directe Heizfläche bezeichnet wird, die Wärme hauptsächlich durch Strahlung auf, während die als indirecte Fläche bezeichnete Oberfläche der Röhren die Uebermittelung der Wärme an das Wasser vorzugsweise durch Wärmeleitung bewirkt. Bezeichnet man mit h, b und a beziehungsweise die Höhe, Breite und Länge der Feuerbüchse, mit o den Flächeninhalt der Thüröffnung und mit δ den lichten Durchmesser der vorhandenen n Sieberöhren, so hat man

$$F_1 = ab + 2h(a + b) - o - n\frac{\pi\delta^2}{4} \quad \text{und} \quad F_2 = n\pi\delta l,$$

wenn l die Länge der Sieberöhren bedeutet.

In Betreff der directen Heizfläche F_1 kann man annehmen, daß dieselbe unter den gewöhnlichen Verhältnissen gleich $4R$ bis $6,5R$ ist, wobei die kleineren Werthe für die längeren und größeren Steinkohlenroste, die größeren Werthe für Cokesroste gelten. Ferner ist in Betreff der indirecten Heizfläche F_2 zu beachten, daß die Anzahl und Weite der Siederöhren mit Rücksicht darauf zu bestimmen ist, daß der lichte Querschnitt $n\pi\frac{\delta^2}{4}$ derselben nicht zu klein ausfällt, um die Verbrennungsgase nicht mit zu großer Geschwindigkeit nach dem Schornsteine abführen zu müssen, weil damit nicht nur eine schlechtere Wärmeabgabe verbunden, sondern auch ein starker Zug der Esse erforderlich wäre. Man kann für Cokesfeuerungen durchschnittlich

$$n\pi\frac{\delta^2}{4} = 0,2 \text{ bis } 0,25\,R,$$

und für Steinkohlen etwa

$$n\pi\frac{\delta^2}{4} = 0,15 \text{ bis } 0,20\,R$$

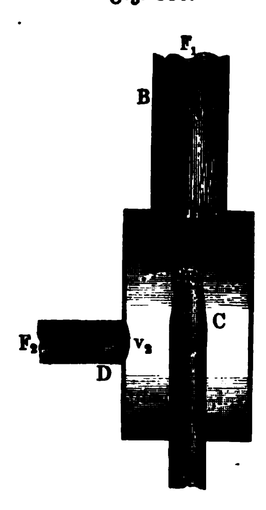
annehmen. Die Länge der Siederöhren variirt meist zwischen 3 und 4,5 m, und steigt bei Gebirgslocomotiven auch wohl auf 5 m, der lichte Durchmesser schwankt zwischen 40 und 52 mm, die Anzahl n liegt zwischen 130 und 230. Die Anzahl ist natürlich beschränkt durch den Durchmesser des Kessels, welcher meist 1,1 bis 1,35 m und nur bei Gebirgsmaschinen zuweilen 1,5 m beträgt. Ueber die Größe der Heizfläche, die etwa zwischen 100 und 200 qm schwankend ist, sind schon in §. 73 nähere Angaben für die verschiedenen Locomotivarten gemacht worden.

§. 76. **Die Zugerzeugung der Locomotivfeuerungen.** Um die in dem vorhergehenden Paragraphen vorausgesetzte lebhafte Verbrennung auf dem Roste zu erhalten, ist ein energischer Luftzug erforderlich, demzufolge die Verbrennungsluft, wie vorausgesetzt wurde, mit Geschwindigkeiten zwischen 4,7 und 5,3 m durch die Rostspalten einströmt. Bei der durch die Verhältnisse bedingten geringen Höhe der Locomotivschornsteine ist nicht darauf zu rechnen, daß man durch den Essenzug eine so lebhafte Luftzuführung erreichen könnte, und daher hat man schon von Anfang an durch den abgehenden Dampf der Maschine den Luftzug künstlich verstärkt, indem man die gebrauchten Dämpfe durch das sogenannte Blaserohr in der Rauchkammer vertical aufwärts in den Schornstein entweichen ließ. Die Wirkung des Blaserohrs ist für den ganzen Locomotivbetrieb von der größten Bedeutung, und sollen daher hier die Hauptverhältnisse dieser Art, den Luftzug zu erzeugen und zu reguliren, näher besprochen werden. Besondere Verdienste um die Erkennung dieser Verhältnisse hat sich Zeuner durch seine auf zahl-

reiche Versuche gestützten Untersuchungen *) erworben, und es ist in der folgenden kurzen Zusammenstellung der Resultate das unten citirte Werk zu Grunde gelegt, auf welches für ein eingehenderes Studium verwiesen werden muß.

Die Wirkung des Blaserohres der Locomotiven kann man sich durch den schematisch dargestellten Apparat Fig. 330 erklären. Wenn durch die Mündung des Rohrs A der von der Dampfmaschine abgehende Dampf, dessen totale Pressung durch p gegeben sein mag, mit einer Geschwindigkeit v ausströmt, so bildet derselbe einen kegelförmig sich ausbreitenden Strahl, welcher sich an die Wandung des den Schornstein vorstellenden Rohres B anlegt. In Folge des Ausströmens entsteht in der Kammer C eine Druckverminderung oder Luftverdünnung, und es möge mit p_x die Pressung der Luft in der Kammer C bezeichnet sein. Da der Druck p_0 der Atmosphäre außerhalb größer ist als im Innern der Kammer C, so wird atmosphärische Luft durch die Röhre D angesaugt, welche, mit dem aus A austretenden Dampfe sich mischend, durch den Schornstein B hinausgetrieben wird. Unter C hat man sich die Rauchkammer und unter dem Saugrohre D die Gesammtzahl der Sieberöhren zu denken, welchen durch die Rostspalten und die Feuerbüchse hindurch die Verbrennungsluft zugeführt wird. Der Druck auf die Mündung F_1 des Schornsteins, sowie der Druck, unter welchem die Luft in dem Saugrohre D steht, ist der Atmosphärendruck, welcher mit p_0 bezeichnet werden möge.

Fig. 330.



Diesen Bezeichnungen gemäß wird durch die Ausmündung des Saugrohrs in die Rauchkammer C die Luft mit einer Geschwindigkeit v_2 treten, welche sich nach Früherem (Thl. I, §. 485) berechnet durch:

$$(1 + \zeta_2) \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_0 - p_x}{\gamma_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wenn γ_2 die Dichte der zugeführten Luft im Saugrohre D und ζ_2 den Widerstandscoefficienten des letzteren bedeutet.

Durch dieselbe Formel findet man auch die Geschwindigkeit v, mit welcher der Dampf aus dem Blaserohre A in die Kammer C strömt, also

*) Das Locomotivenblaserohr von Dr. Gustav Zeuner, Zürich 1863.

$$(1 + \zeta)\,\frac{v^2}{2g} = \frac{p - p_x}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wobei nur zu bemerken, daß hier, wo es sich um den Ausfluß gesättigten Wasserdampfes handelt, für γ nicht die Dichte des Dampfes, sondern eine Größe von der Form $\gamma = b\,(a + p)$ zu setzen ist, unter b und a gewisse constante Erfahrungszahlen verstanden.

Bezeichnet nun noch γ_0 die Dichte des Quecksilbers, so sind offenbar $\frac{p}{\gamma_0}, \frac{p_0}{\gamma_0}$ und $\frac{p_x}{\gamma_0}$ die Höhen der Quecksilbersäulen, welche dem Drucke in dem Blaserohre, in der Atmosphäre und in der Rauchkammer entsprechen. Man kann daher obige Gleichungen auch schreiben

$$(1 + \zeta_2)\,\frac{v_2^2}{2g} = \frac{\gamma_0}{\gamma_2}\,\frac{p_0 - p_x}{\gamma_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma_2}\left(\frac{p - p_x}{\gamma_0} - \frac{p - p_0}{\gamma_0}\right)$$

$$= \frac{\gamma_0}{\gamma_2}\,(x - h) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

$$(1 + \zeta)\,\frac{v^2}{2g} = \frac{\gamma_0}{\gamma}\,\frac{p - p_x}{\gamma_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma}\,x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

wenn mit $x = \frac{p - p_x}{\gamma_0}$ der Ueberdruck des Dampfes im Blaserohr über die Pressung in der Rauchkammer, und mit $h = \frac{p - p_0}{\gamma_0}$ der Ueberdruck des Dampfes über die äußere Atmosphäre bezeichnet wird.

Außer den beiden gefundenen Gleichungen läßt sich zur Bestimmung von x noch eine dritte Gleichung in folgender Art aufstellen. Bezeichnet Q das Gewicht des in der Zeiteinheit aus dem Rohre A in das Gefäß C tretenden Dampfes, so wohnt demselben wegen der Geschwindigkeit v und der Pressung p_x in C das Arbeitsvermögen

$$Q\left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p_x}{\gamma_1}\right)$$

bei, wenn γ_1 die mittlere Dichtigkeit des Gemisches von Luft und Dampf in der Kammer C ist. Wenn nun die Geschwindigkeit des Gemisches in der Röhre B durch v_1 bezeichnet wird, so hat dieser Dampf bei der Veränderung seiner Geschwindigkeit aus v in v_1 nach Thl. I die lebendige Kraft verloren:

$$Q\,\frac{(v - v_1)^2}{2g},$$

und da er beim Austritte aus der Mündung F_1 des Rohres B die Geschwindigkeit v_1 und Pressung p_0 besitzt, ihm also noch die Arbeit

$$Q\left(\frac{v_1^2}{2g}+\frac{p_0}{\gamma_1}\right)$$

innewohnt, so gilt die Gleichung

$$Q\left[\frac{v^2}{2g}+\frac{p_x}{\gamma_1}-\frac{(v-v_1)^2}{2g}\right]=Q\left(\frac{v_1^2}{2g}+\frac{p_0}{\gamma_1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

In gleicher Weise erhält man für die in der Zeiteinheit durch D eintretende Luftmenge Q_2, welche in dem Gehäuse, also unter der Pressung p_x stehend, etwa mit der Geschwindigkeit v_0 sich aus dem Gehäuse C nach dem Schornsteine B hin bewegt, den sie mit der Geschwindigkeit v_1 und der Pressung p_0 verläßt, die Gleichung:

$$Q_2\left[\frac{v_0^2}{2g}+\frac{p_x}{\gamma_1}-\frac{(v_0-v_1)^2}{2g}\right]=Q_2\left(\frac{v_1^2}{2g}+\frac{p_0}{\gamma_1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Durch Addition von 5 und 6 erhält man

$$Q\left(\frac{v^2}{2g}+\frac{p_x-p_0}{\gamma_1}-\frac{(v-v_1)^2}{2g}\right)+Q_2\left(\frac{v_0^2}{2g}+\frac{p_x-p_0}{\gamma_1}-\frac{(v_0-v_1)^2}{2g}\right)$$
$$=(Q+Q_2)\frac{v_1^2}{2g}.$$

Hierin kann $v_0=0$ gesetzt werden, da die angesaugte Luft bei dem Eintritte in die weite Rauchkammer ihre Geschwindigkeit fast ganz verlieren wird, daher geht obige Gleichung über in

$$(Q+Q_2)\frac{p_x-p_0}{\gamma_1}=2\,(Q+Q_2)\frac{v_1^2}{2g}-2\,Q\,\frac{v\,v_1}{2g}$$

oder

$$\frac{p_0-p_x}{\gamma_1}=\frac{Q}{Q+Q_2}\,\frac{v\,v_1}{g}-\frac{v_1^2}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Bezeichnen nun F, F_1 und F_2 die Mündungen bezw. des Blaserohrs, der Esse und der Saugröhre, so hat man

$$Q=F\,v\,\gamma_1;\quad Q_2=F_2\,v_2\,\gamma_1 \quad \text{und} \quad Q+Q_2=F_1\,v_1\,\gamma_1,$$

woraus

$$\frac{Q}{Q+Q_2}=\frac{F\,v}{F_1\,v_1}=\frac{v}{m\,v_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

wenn $\frac{F_1}{F}=m$ gesetzt wird, und

$$F_1\,v_1=F\,v+F_2\,v_2,$$

oder

$$m\,v_1=v+n\,v_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

wenn man $\frac{F_2}{F}=n$ setzt.

Aus (7) und (8) folgt nun mit Rücksicht auf (3):

$$\frac{p_0 - p_x}{\gamma_1} = \frac{v^2}{m g} - \frac{v_1^2}{g} = \frac{\gamma_0}{\gamma_1}(x - h).$$

Setzt man hierin aus (9) den Werth $v_1 = \frac{v}{m} + \frac{n}{m} v_2$ ein, so wird:

$$\frac{\gamma_0}{\gamma_1}(x - h) = \frac{1}{m^2 g}\left[(m-1)\, v^2 - 2 n\, v v_2 - n^2 v_2^2\right] \quad . . . (10)$$

Diese Gleichung liefert mit den aus (3) und (4) entnommenen Werthen von v und v_2 nach einigen Reductionen:

$$\frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_1} m^2 (x-h) = 2(m-1)x - 2n^2 \frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_2(1+\zeta_2)}(x-h)$$
$$- 4n \sqrt{x(x-h)\frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_2(1+\zeta_2)}},$$

oder wenn man der Kürze wegen

$$\frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_1} = \alpha \text{ und } \frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_2(1+\zeta_2)} = \beta \text{ setzt,}$$

$$\left([\alpha m^2 - 2(m-1) + 2\beta n^2] + 4n\sqrt{\beta\frac{x-h}{x}}\right)x = (\alpha m^2 + 2\beta n^2)h.$$

In dieser Gleichung kann das Wurzelglied als sehr geringfügig vernachlässigt werden, weil n klein gegen n^2 und m^2 und weil die Größe $x - h$, d. h. die Luftverdünnung in der Luftkammer klein gegen den Ueberdruck des Dampfes x ist. Dann erhält man die Gleichung

$$x = \frac{\alpha m^2 + 2\beta n^2}{\alpha m^2 - 2(m-1) + 2\beta n^2} h \quad . . . (11)$$

und

$$x - h = \frac{2(m-1)}{\alpha m^2 - 2(m-1) + 2\beta n^2} h \quad . . . (12)$$

Diese beiden Gleichungen liefern die Pressung x in der Rauchkammer und die daselbst stattfindende Luftverdünnung $x - h$ als Function von dem Ueberdrucke h des Dampfes über die äußere Atmosphäre, und von dem Verhältnisse $\frac{F_1}{F} = m$ und $\frac{F_2}{F} = n$ des Schornsteins und Saugrohrs zur Blaserohrmündung. Außerdem kommen in diesen Gleichungen die beiden Werthe

$$\alpha = \frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_1} \text{ und } \beta = \frac{\gamma(1+\zeta)}{\gamma_2(1+\zeta_2)}$$

vor. Auf Grund zahlreicher Versuche fand nun Zeuner, daß diese beiden Werthe α und β von m und n unabhängig sind und mit der Dampf-

spannung h nur sehr langsam wachsen. Nach diesen Versuchen ergiebt sich eine genügende Uebereinstimmung zwischen den Resultaten der Rechnung und Versuche, wenn man $\alpha = \beta$ und zwar

$\alpha = \beta = 1{,}463$ für Dampfspannungen von $\frac{1}{2}$ Atm. Ueberdruck
$\alpha = \beta = 1{,}588$ " " " 1 " "
$\alpha = \beta = 1{,}671$ " " " $1\frac{1}{2}$ " "

in die Rechnung einführt. Demgemäß gehen die Formeln (11) und (12) über in

$$x = \frac{\alpha (m^2 + 2 n^2)}{\alpha (m^2 + 2 n^2) - 2 (m - 1)} h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

und

$$x - h = \frac{2 (m - 1)}{\alpha (m^2 + 2 n^2) - 2 (m - 1)} h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

d. h. die in der Rauchkammer erzeugte Luftverdünnung ist proportional mit dem Ueberdrucke des ausblasenden Dampfes über die Atmosphäre.

Nunmehr bestimmt sich auch die durch ein gewisses Dampfquantum D angesaugte Luftmenge L. Das in jeder Secunde durch das Saugrohr D, dessen Mündung F_2 ist, eintretende Luftvolumen ist mit Rücksicht auf (3):

$$V = F_2 v_2 = n F v_2 = n F \sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma_2} \frac{2 g (x - h)}{1 + \zeta_2}}.$$

Das Gewicht L dieser Luftmenge beträgt, da γ_1 die Dichtigkeit des Gemenges in der Rauchkammer ist, $L = F_2 v_2 \gamma_1$, während das Gewicht des in der Secunde ausgeströmten Dampfes durch $D = F v \gamma_1$ gegeben ist, so daß man erhält [mit (3) und (4)]:

$$\frac{L}{D} = \frac{F_2}{F} \frac{v_2}{v} = n \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma_2} \frac{1 + \zeta}{1 + \zeta_2} \frac{x - h}{x}} = n \sqrt{\beta \frac{x - h}{x}}.$$

Setzt man hierin für x und $(x - h)$ die Werthe aus (11) und (12) ein, so wird

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{2 \beta n^2 (m - 1)}{\alpha m^2 + 2 \beta n^2}} = \sqrt{\frac{2 n^2 (m - 1)}{\frac{\alpha}{\beta} m^2 + 2 n^2}}.$$

Da nun nach dem Obigen $\frac{\alpha}{\beta} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} (1 + \zeta_2)$ ist, so hat man auch:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{2 n^2 (m - 1)}{\frac{\gamma_2}{\gamma_1} (1 + \zeta_2) m^2 + 2 n_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Nun kann man, wenn t_2 die Temperatur der äußeren Atmosphäre und t_1 diejenige in der Rauchkammer ist, unter Vernachlässigung der geringen Druckdifferenz an beiden Stellen nach Gay-Lussac:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{1 + 0{,}003665\, t_1}{1 + 0{,}003665\, t_2}$$

oder genau genug $\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = 1 + 0{,}003665\, t_1$ setzen, so daß man erhält:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{2\, n^2 (m - 1}{(1 + 0{,}003665\, t_1)\,(1 + \zeta_2)\, m^2 + 2\, n^2}}.$$

Setzt man der Kürze halber den Werth $\frac{(1 + 0{,}003665\, t_1)\,(1 + \zeta_2)}{2}$ gleich μ, so erhält man:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{n^2 (m - 1)}{\mu m^2 + n^2}} = \sqrt{\frac{F_2^2 \left(\frac{F_1}{F} - 1\right)}{\mu F_1^2 + F_2^2}} \quad \ldots \quad (16)$$

In dieser Gleichung kommen nur die Querschnitte der Blasrohrmündung F, der Saugröhre F_2 und der Esse F_1, sowie eine gewisse Größe μ vor, welche von der Temperatur in der Rauchkammer und von dem Widerstande (ζ_2) abhängig ist, welchen die angesaugte Luft auf ihrem Wege durch den Rost und die Sieberöhren findet, während die Dampfspannung nicht in der Gleichung auftritt. Es ergiebt sich daher das überraschende Resultat, daß die angesaugte Luftmenge L immer dem Verbrauche an Dampf D proportional ist. Diese Eigenschaft des Blasrohrs entspricht einer großen Vollkommenheit desselben als Zugbeförderungsmittel, indem die angesaugte Luftmenge in gleichem Maße zu- und abnimmt, wie der bei verschiedener mechanischer Arbeit der Locomotive verbrauchte Dampf, also auch wie das zu verbrennende Feuerungsmaterial. Das Blasrohr wirkt daher gewissermaßen selbstregulirend und ohne Zuthun des Heizers.

Um indessen je nach Bedürfniß die Wirkung des Blasrohrs verändern zu können, giebt es mehrere und zwar wie die Gleichung (16) lehrt, vier verschiedene Mittel, indem eine Veränderung von einer der vier Größen F, F_1, F_2 und μ vorgenommen wird.

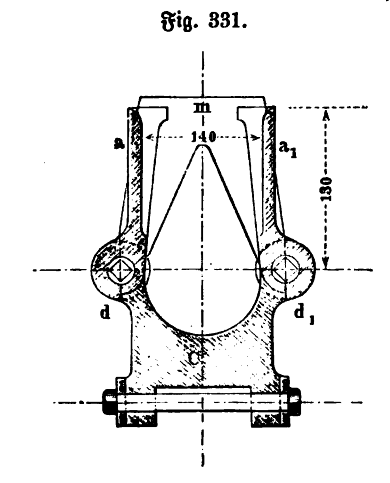
Am häufigsten wendet man zur Zugregulirung ein Blasrohr mit veränderlicher Mündung an, etwa indem man das conische Mundstück mittelst eines verschieblichen Conus mehr oder minder verengt, oder auch indem man nach Fig. 331 das Mundstück aus zwei klappenartig um Scharniere d beweglichen Backenstücken a bestehen läßt, welche einander mehr oder minder genähert werden können. Aus der Gleichung (16) ersieht man, daß die Luftmenge L

unter sonst gleichen Verhältnissen der Größe $\sqrt{\frac{F_1}{F} - 1}$ proportional ist, also durch eine Verengung des Blasrohrquerschnittes vergrößert wird. Beträgt z. B. der Querschnitt des Blasrohrs im ganz geöffneten Zustande $^1/_8$ des Essenquerschnittes F_1, und man verengt ihn auf $^1/_{15}$ desselben, so verhalten sich die gesaugten Luftmengen in diesen beiden Fällen wie

$$\sqrt{8-1} : \sqrt{15-1} \text{ oder wie } 1 : 1{,}41.$$

Man muß indessen bemerken, daß die Steigerung des Zuges durch Verengung des Blasrohrs mit dem Nachtheile eines vermehrten Gegendruckes auf die Rückfläche der Dampfkolben verbunden ist, so daß eine solche Verengung nur innerhalb gewisser Grenzen anzuwenden ist. Wegen des mit einer verengten Blasrohröffnung vergrößerten Gegendruckes auf die Kolben regulirt man den Zug auch wohl dadurch, daß man die Saugöffnung F_2 veränderlich macht, z. B. indem man einzelne Reihen der Sieberöhren durch Schirme in der Rauchkammer verdeckt, wie dieses Verfahren namentlich in England gebräuchlich ist. Auch durch eine Veränderung des Widerstandscoefficienten μ läßt sich der Luftzug reguliren. Dies geschieht häufig durch eine verstellbare Klappe am Aschenfall, durch welche die Oeffnung für die zutretende Luft verändert werden kann. Auch hat man wohl durch jalousieartig wirkende Schienen die Mündungen der Sieberöhren in der Rauchkammer theilweise verengt, und schon eine höhere Brennmaterialschicht auf dem Roste erschwert der Luft den Durchgang und vergrößert den Werth von μ. Dieser Werth μ kann daher je nach diesen Verhältnissen sehr verschieden ausfallen, nach Zeuner darf man für die gewöhnlichen Locomotiven μ etwa zwischen 3 und 5 liegend annehmen. Es leuchtet ein und ist auch aus Gleichung (16) zu erkennen, daß mit einer Verengung des Querschnittes F_2 der Sieberöhren sowohl wie mit einer Vergrößerung des Widerstandes μ nur eine Verschwächung des Luftzutrittes hervorgebracht werden kann, während eine Verengung der Blasrohrmündung F den Zug verstärkt. Durch eine Veränderung des Schornsteinquerschnittes F_1 ließe sich ebenfalls der Gleichung (16) zufolge eine Regulirung der Luftmenge erreichen, doch hat man von diesem Mittel wegen der Schwierigkeit der Ausführung keine Anwendung ge-

Fig. 331.



macht. In dieser Hinsicht sei nur bemerkt, daß man durch eine abgestumpft conische Form des Schornsteins, von Prüsmann angegeben, den Zug befördert hat, in welcher Beziehung auf die unten angegebene Quelle*) verwiesen werden mag.

In Betreff des Blasrohrdruckes ist zu bemerken, daß bei einem langsamen Gange der Locomotive das Austreten des Dampfes aus den Cylindern ein stoßweißes ist, welches sich nur bei schneller Gangart der Maschine einem gleichförmigen Ausströmen nähert. Für die Größe des Blasrohrdruckes giebt Zeuner die empirische Formel:

$$n - 0{,}9410 = \left(\frac{D}{287\,F}\right)^2,$$

worin n den mittleren Blasrohrdruck (totalen) in Atmosphären, also $n - 0{,}941$ nahezu den Ueberdruck des Blasrohrs bedeutet. Man kann daher, wenn h wie bisher diesen Ueberdruck in Millimetern Quecksilbersäule bedeutet, genügend genau

$$h = 760\left(\frac{D}{287\,F}\right)^2 = 0{,}009227\,\frac{D^2}{F^2}$$

setzen, d. h. der Blasrohrüberdruck ist unter sonst gleichen Umständen dem Quadrate der Blasrohrmündung umgekehrt und dem Quadrate der Dampfmenge, also auch dem Quadrate der Locomotivgeschwindigkeit direct proportional, da die verbrauchte Dampfmenge D wie die Geschwindigkeit der Locomotive wächst.

Was die Luftverdünnung in der Rauchkammer anbetrifft, so ist dieselbe $(x - h)$ nach Gleichung (14) durch

$$x - h = \frac{2\,(m-1)}{\alpha\,(m^2 + 2\,n^2) - 2\,(m-1)}\,h,$$

also proportional mit dem Blasrohrüberdrucke gegeben, es wird daher bei stoßweisem Austreten des Dampfes auch die Luftverdünnung und das Ansaugen periodisch veränderlich sein. Nach Clark's Versuchen pflegt man gewöhnlich das Verhältniß der Luftverdünnung in der Rauchkammer $x - h$ zu dem Blasrohrüberdrucke h zu

$$\frac{x-h}{h} = \frac{1}{14}$$

anzunehmen. Hinsichtlich näherer Untersuchungen über die Blasrohrwirkung muß auf das Zeuner'sche Werk verwiesen werden.

*) Handb. f. spec. Eisenbahntechnik, Bd. 3, Art. von Grove und Georg Meyer, S. 138 u. 351.

§. 77. Die **Dampfmaschine** einer Locomotive ist immer eine direct wirkende Hochdruckmaschine ohne Condensation mit zwei Cylindern, deren Kurbeln, auf einer Axe des Wagengestells (Triebaxe) befestigt, gegen einander um 90° verstellt sind, um durch Beseitigung von Todtlagen den Mechanismus in jeder Stellung in Bewegung setzen zu können. Die Cylinder sind fast ausnahmsweise horizontal in gleicher Höhe über den Schienen und mit diesen parallel gelagert; nur noch selten findet man gegen den Horizont geneigte Cylinder, abgesehen von den für secundäre Bahnen ausgeführten Locomotiven mit stehenden Kesseln, bei denen die Cylinder vertical oder in schräger Richtung angeordnet sind. Auf diese letzteren Maschinen soll bei den folgenden Besprechungen keine Rücksicht genommen werden, bei ihrer verhältnißmäßig geringen Bedeutung genügt eine kurze Erwähnung am Schlusse dieses Capitels.

Die Anordnung zweier Cylinder macht die Anwendung eines besonderen Schwungrades unnöthig, um so mehr, als die ganze Masse des bewegten Trains auf Erzeugung einer gleichmäßigen Bewegung hinwirkt. In Betreff der Lage der Cylinder, welche immer zu beiden Seiten der Längsaxe des Kessels in gleichen Abständen von dieser angeordnet sind, unterscheidet man Maschinen mit außen und solche mit innen liegenden Cylindern, je nachdem dieselben außerhalb oder innerhalb der Triebräder gelegen sind. Es ist natürlich, daß bei innen liegenden Cylindern die Triebaxe mit zwei senkrecht zu einander stehenden Kröpfungen für den Angriff der Lenkerstangen versehen sein muß, während die Anordnung der Cylinder außerhalb der Triebräder gestattet, die Kurbelzapfen in den Naben der Triebräder selbst zu befestigen, oder auf den Enden der Triebaxe besonders aufgesetzte Kurbeln anzubringen. Bei der Anordnung innerer Cylinder sind wegen des geringeren Abstandes der beiden Cylinderaxen von einander die aus der Verschiedenheit der Wirkung beider Lenkerstangen resultirenden Bewegungsstörungen (s. §. 84) geringer als bei außen liegenden Cylindern, so daß im ersteren Falle die Locomotiven einen ruhigeren Gang zeigen als im letzteren. Dagegen sind die höhere Lage des Kessels, die schwierigere Zugänglichkeit zu den Cylindern und Schiebern, sowie die Schwierigkeiten der Fabrikation solider Kurbelaxen Uebelstände, welche der Anwendung innerer Cylinder im Wege stehen. Insbesondere ist die geringere Solidität der gekröpften Axe ein Grund, warum man innen liegende Cylinder nur bei Güterzugmaschinen anwendet, bei denen die geringere Geschwindigkeit sie weniger bedenklich erscheinen läßt. Die Entfernung der beiden Cylinderaxen ist natürlich in beiden Fällen innerhalb enger Grenzen eingeschlossen, bei Außencylindern durch die Spurweite und bei Innencylindern durch die Cylinderweite. Man hat bei letzterer Construction diese Entfernung bei 0,450 m lichtem Cylinderdurchmesser bis auf das geringste Maß 0,510 m eingeschränkt, während diese Entfernung bei Außencylindern mit in den Radnaben befindlichen Kurbelzapfen etwa 2,090 m und bei besonders

aufgesetzten Außenkurbeln 2,420 m und selbst noch mehr beträgt. Die Durchmesser der Cylinder sind natürlich je nach der verlangten Leistung verschieden und betragen im Durchschnitt etwa 0,400 bis 0,450 m bei Schnellzug- und Personenzugmaschinen, 0,450 bis 0,500 m bei Güterzugmaschinen und 0,500 bis 0,550 m bei den schwersten Gebirgsmaschinen.

Die Cylinder sind bei der Mehrzahl der Locomotiven an dem vorderen Theile des Kessels (Rauchkammer) angebracht, und es liegt die Triebaxe zwischen der Rauchkammer und der Feuerbüchse, welche letztere früher meist als überhängende construirt wurde, derart, daß hinter derselben unter dem Führerstande eine Axe nicht angebracht war. In neuerer Zeit, seitdem man die Vortheile langer Rosten bei Steinkohlenfeuerung erkannte, hat man indessen vielfach auch hinter oder unter der Feuerbüchse eine Axe angeordnet, insbesondere für Personenzugmaschinen, während die langen Kessel der Güterzugmaschinen die Anordnung sämmtlicher Axen zwischen Rauchkammer und Feuerbüchse gestatten. Die Lagerung der Triebaxe hinter der Feuerbüchse war übrigens schon bei den Locomotiven von Crampton gewählt, bei denen die Cylinder etwa in der Mitte des Langkessels angebracht waren. Diese für Schnellzüge gewählte Anordnung gestattet zwar bei tiefer Lage des Kessels die Anwendung hoher Triebräder (von mehr als 2 m Durchmesser), wie sie für große Fahrgeschwindigkeiten erforderlich sind, die geringe Adhäsion beschränkt jedoch dieses System auf die leichtesten Züge. Bei den sechsrädrigen Locomotiven mit überhängender Feuerbüchse wird in der Regel die Mittelaxe als Triebaxe benutzt, wozu dieselbe wegen ihrer großen Belastung besonders geeignet erscheint, doch wählt man auch wohl die Hinteraxe zur directen Aufnahme der Kraft, selten oder niemals indessen die Vorderaxe, welcher hauptsächlich die Function zufällt, die Locomotive in der Bahn zu leiten. Hieraus folgen gerade für diese Axe die stärksten Reactionen der Schienen in den Curven, während die Mittelaxe denselben in verhältnißmäßig geringerem Grade ausgesetzt ist.

Bei den gesteigerten Anforderungen an die Zugkraft der Locomotiven genügt in der Regel die Adhäsion der einen Triebaxe jetzt nicht mehr, denn da die Axenbelastung selten mehr als 14 Tonnen, meist weniger beträgt, so würde bei einem durchschnittlichen Reibungscoefficienten von $^1/_7$ zwischen Rad und Schiene die Zugkraft auf

$$\frac{14000}{7} = 2000 \text{ kg}$$

beschränkt sein. Um daher die zur Aeußerung einer größeren Zugkraft erforderliche Adhäsion an den Schienen zu erlangen, kuppelt man mit der Triebaxe auch noch andere Axen, indem man die letzteren mit Hülfe von Parallelkurbeln zwingt, an der Drehung der Triebaxe direct in gleichem

Betrage Theil zu nehmen, so daß im Falle eines Gleitens der Räder auf den Schienen auch an den Radumfängen dieser Kuppelaxen ein Reibungswiderstand überwunden werden muß, welcher von der Belastung derselben abhängt. Bei den sechsrädrigen Güterzugmaschinen verkuppelt man zu dem Zwecke in der Regel alle drei Axen mit einander, so daß das ganze Locomotivengewicht als Adhäsionsgewicht in Rechnung gestellt werden kann, während man bei den Gebirgsmaschinen oft auch noch das Gewicht des Tenders zu diesem Zwecke benutzt. Auch bei den Personenzugmaschinen ist in der Regel die Kuppelung einer zweiten Axe mit der Triebaxe erforderlich, und man pflegt meistens die Hinteraxe mit der in der Mitte gelegenen Triebaxe zu kuppeln, obwohl auch solche Fälle nicht selten sind, wo die vordere Axe als Kuppelaxe auftritt. Locomotiven mit freier Triebaxe ohne Kuppelung werden kaum mehr ausgeführt.

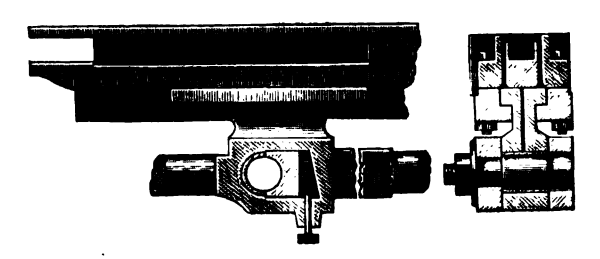
Es mag hier bemerkt werden, daß von Stephenson zuerst eine sogenannte Blindaxe als Triebaxe benutzt wurde, d. h. eine räderlose gekröpfte Triebaxe für innenliegende Cylinder, welche Axe durch außenliegende Parallelkurbeln die Bewegung der hinter der Feuerbüchse gelegenen Crampton-Axe vermittelte. Diese Anordnung, welche seinerzeit (Preuß. Ostbahn) mehrfach zur Anwendung kam, zeichnete sich, da die Triebaxe hierbei dem Spiele von Federn nicht unterworfen ist, zwar durch ruhigen Gang der Maschinen aus, einer größeren Verbreitung stand aber wohl hauptsächlich die für größere Zugkräfte ungenügende Adhäsion im Wege.

Die Größe der Triebräder, mit welcher, wie leicht ersichtlich ist, diejenige sämmtlicher damit verkuppelten Räder genau übereinstimmen muß, richtet sich hauptsächlich nach den Zwecken der Maschine, d. h. ob dieselbe, wie die Personenzugmaschinen, besonders große Fahrgeschwindigkeit, oder wie die Güterzugmaschinen, große Zugkraft bei mäßiger Geschwindigkeit haben soll. Während demgemäß die Triebraddurchmesser bei Personen- und Schnellzugmaschinen etwa zwischen 1,5 und 2,1 m gelegen sind, geht man bei den Güterzugmaschinen damit von 1,5 auf 1,2 und selbst 1 m herab, da es hierbei mit Rücksicht auf den durch die beschränkte Cylinderlänge gegebenen Kurbelhalbmesser oder Kraftarm darauf ankommt, den Lastarm, d. h. den Triebradhalbmesser, möglichst klein zu halten. Die Laufräder haben immer geringere Durchmesser, welche etwa, den gewöhnlichen Wagenrädern entsprechend, zwischen 0,9 und 1,36 m liegen.

Hinsichtlich der sonstigen Anordnung der Dampfmaschine kann bemerkt werden, daß die Führung der Kreuzköpfe immer durch Coulissen oder Prismen geschieht, und zwar wendet man meist für jeden Kreuzkopf zwei Führungsprismen (eins oben und eins unten) an, zwischen denen der gegabelte Kreuzkopf sich führt. Dementgegen wandte man früher und wendet bei inneren Cylindern auch jetzt noch vier Führungsschienen an, zu jeder Seite

der Kolbenstange zwei über einander, wodurch wegen der geringeren Höhe des Kreuzkopfes die eckenden Wirkungen herabgezogen werden. Wegen der schwierigeren Montirung der vier parallel zu einander zu haltenden Schienen haben sich jedoch bei außen liegenden Cylindern, bei denen man in der Höhe weniger beschränkt ist, die Geradführungen mit nur zwei Linealen ziemlich allgemein eingeführt. Amerikanische Maschinen zeigen auch Geradführungen mit einem einzigen Lineale, natürlich von solcher Querschnittsgestalt, Fig. 332,

Fig. 332.



daß der Kreuzkopf nach oben wie nach unten am Ausweichen verhindert ist (wegen des Vorwärts- und Rückwärtsganges der Maschine).

Was die Länge des Kolbenhubes und die damit in Verbindung stehenden Längen der Kurbel sowie der Lenkerstange anbetrifft, so kann man durchschnittlich den Kolbenschub l zwischen 1,4 d und 1,5 d bei Personenzugmaschinen und zwischen 1,2 d und 1,3 d bei Güterzugmaschinen annehmen, wenn d den Cylinderdurchmesser bedeutet. Das Verhältniß der Lenkerstangenlänge L zum Kurbelhalbmesser $r = \frac{l}{2}$ variirt bei den gewöhnlichen Ausführungen zwischen den Werthen $\frac{L}{r} = 5,5$ und 8, je nachdem die mittlere oder die hintere Axe zur Triebaxe gemacht ist.

Die Steuerung des Dampfes geschieht immer durch den bekannten Muschelschieber, zu dessen Bewegung behufs des möglichen Umsteuerns für jeden Cylinder eine Coulisse (s. §. 81 über Locomotivsteuerungen) angewendet wird. Bei äußeren Cylindern liegen die beiden Schieberkasten sehr häufig innerlich der beiden die Axlager aufnehmenden Rahmen (siehe den folgenden Paragraphen), während bei Innencylindern die Schieberkasten entweder außerhalb der Cylinder, aber noch innerhalb der Rahmen angeordnet sind, oder zwischen den Innencylindern liegen, so daß für beide Cylinder eine gemeinschaftliche Dampfkammer angeordnet werden kann. In welcher Weise durch den Regulator die Zuführung von Dampf durch ein Gabelrohr gleichzeitig zu beiden Cylindern ermöglicht ist, wurde bereits oben (§. 74) an-

gegeben, ebenso wurde bemerkt, daß die Abführung des gebrauchten Dampfes durch ein anderes Gabelrohr nach dem Blasrohre geschieht. Selbstredend ist die gleichzeitige Bewegung der beiden Steuerungscoulissen sowie das Oeffnen der an den Cylindern und Schieberkästen angebrachten Ausspritzhähne für condensirtes Wasser vom Führerstande aus durch geeignete Gestänge jederzeit zu bewirken. Früher fand sich auf der Triebaxe außer den Steuerungsexcentern meist ein besonderes Excentricum zur Bewegung einer Kesselspeisepumpe vor, der Symmetrie wegen waren auch wohl zwei solche Speisepumpen vorhanden. Neuerdings bedient man sich meistens zum Speisen des Kessels der Injecteure oder besonderer kleiner Dampfpumpen (s. Cap. 4). Die Anordnung der Kuppelstangen findet immer außerhalb der Triebräder statt, zu welchem Ende in die Naben der Kuppelräder besondere Kurbelzapfen eingesetzt werden, während bei den Triebrädern von Außencylindermaschinen die Kurbelzapfen neben der Lenkerstange den Sitz für die Kuppelstangen haben. Die letzteren werden analog den Lenkerstangen aus Schmiedeeisen oder Gußstahl meist mit geschlossenen Kopflagern (siehe III, 1) angefertigt. Bei dreiaxigen Locomotiven, bei denen alle Axen gekuppelt sind, setzt man häufig die Kuppelstange nach Fig. 333 aus zwei Theilen bei *a* scharnierartig zusammen, um Brüche zu vermeiden, welche in Folge von Unregelmäßigkeiten der Bahn bei einer durchgehenden starren Stange eintreten könnten.

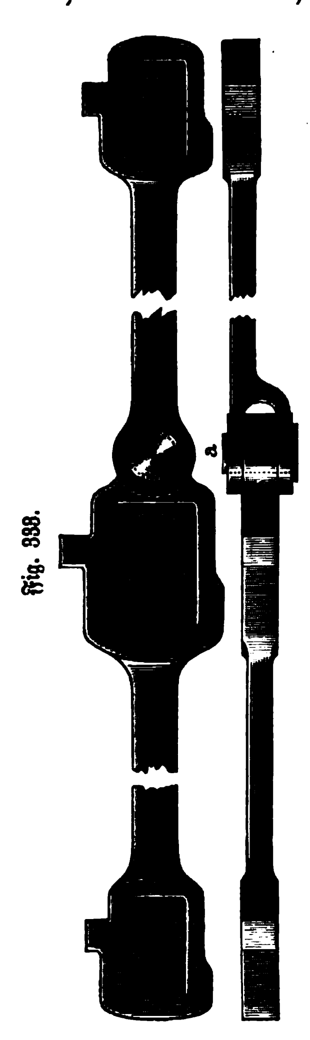


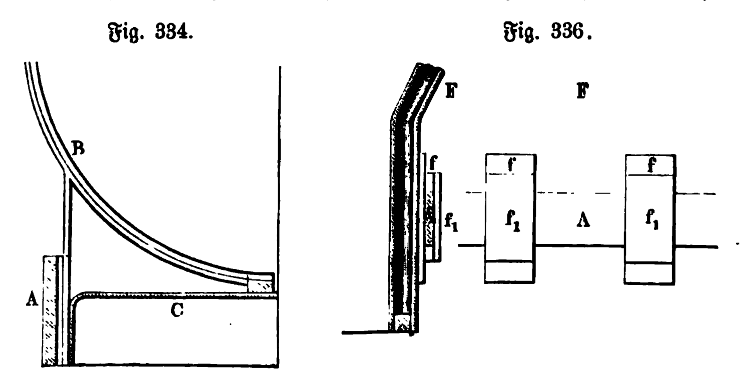
Fig. 333.

Das Gestell. Zur Befestigung der Cylinder und Geradführungsstangen dient bei Locomotiven ein aus Langträgern und Querverbindungen bestehendes rahmenartiges Gestell, mit welchem auch der Kessel verbunden ist, und welches sich mittelst der Tragfedern auf die Axen der Locomotive stützt. Die §. 78.

Haupttheile dieses Gestelles sind zunächst zwei (zuweilen auch wohl vier) schmiedeeiserne Langträger von 7 bis 9 m Länge, 25 bis 30 mm Eisenstärke und einer Querschnittshöhe, welche je nach der Construction etwa zwischen 0,4 und 0,9 m schwankt, wovon jedoch wegen der darin vorhandenen Ausschnitte die eigentliche Höhe des Materialquerschnitts meist nur 0,35 bis 0,40 m beträgt. Je nachdem diese Hauptträger innerhalb oder außerhalb der Räder angeordnet sind, unterscheidet man Maschinen mit Innen- und solche mit Außenrahmen, bei sehr schweren Locomotiven wendet man auch wohl innere und äußere Rahmen zugleich an, zwischen denen die Räder gelegen sind.

Die Hauptrahmen, an welche die Cylinder mittelst angegossener Flanschen geschraubt werden, sind nur an einer Stelle, in der Regel an der Rauchkammer mit dem Kessel fest verbunden, während die Unterstützung des letzteren in seinem mittleren Theile und an dem Feuerkasten so angeordnet ist, daß eine Ausdehnung des Kessels in Folge der Temperaturänderungen möglich ist. Die feste Verbindung eines Rahmenbleches A mit dem Rauchkammerbleche B durch die Zwischenverbindung C zeigt Fig. 334, während

Fig. 334. Fig. 336.

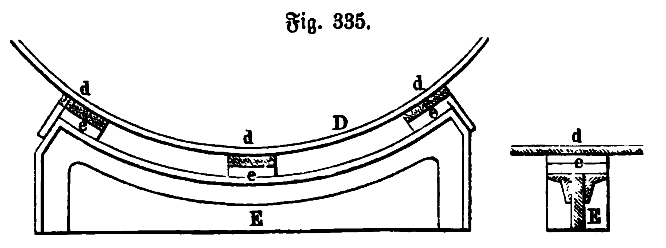


aus Fig. 335 die Art ersichtlich ist, in welcher der cylindrische Kesseltheil D mittelst der Auflagerplättchen d auf den Unterlagsplatten e des Zwischenträgers E verschiebbar aufruht, welcher die beiden Rahmenbleche A verbindet. Die Stützung des Feuerkastens F durch die Rahmenbleche geschieht etwa in der Fig. 336 angedeuteten Art, indem die an die Kesselwand genieteten Führungsstücke f direct auf den Oberkanten der Rahmen A ruhen, und durch die Deckplatten f_1 eine sichere Führung bei einer eintretenden Verschiebung gewährt ist.

Außerdem sind die Langträger vorn und hinten durch zwei eiserne Querstücke verbunden, von denen das vordere, die sogenannte Bufferbohle, zur Aufnahme der Buffer und eines Zughakens dient, während das hintere etwa

0,8 bis 1,0 m hinter dem Kessel angebrachte Querstück zur Stützung des Führerstandes und Aufnahme der Kuppelungsstange zwischen Locomotive und Tender dient. Zur Aufnahme der Axbüchsen dienen die in neuerer Zeit

Fig. 335.



mit dem Rahmenbleche aus einem Stücke gearbeiteten Axgabeln oder Axhalter, welche zur sicheren Führung der Axbüchsen mit besonderen aus Gußeisen oder besser Stahl hergestellten Backenstücken armirt sind, die zur Beseitigung des durch den Verschleiß entstandenen Zwischenraumes durch Keilstellungen regulirbar gemacht sind.

In Fig. 337 und 338 ist ein Gestell von Sharp für eine dreiaxige Locomotive im Aufrisse und Grundrisse dargestellt, bei welchem die Axgabeln

Fig. 337.

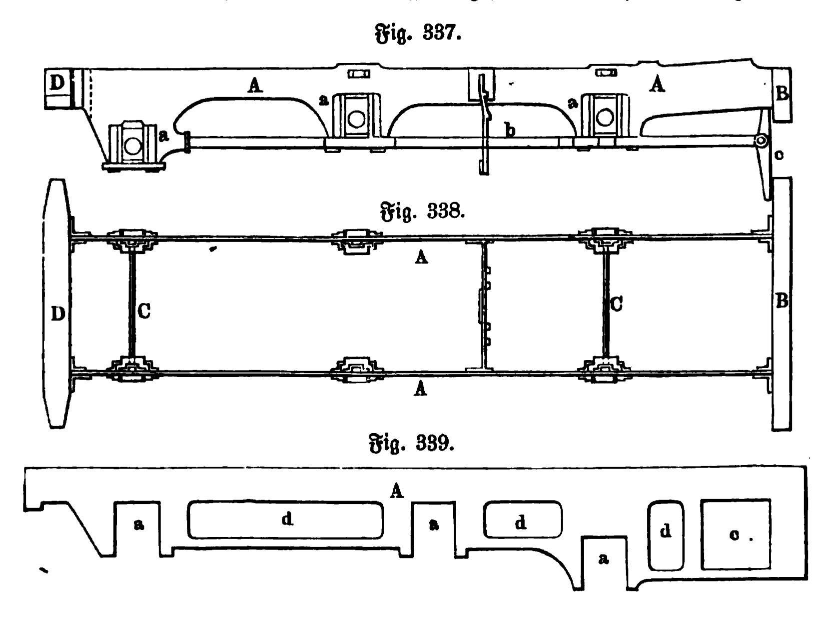


Fig. 338.

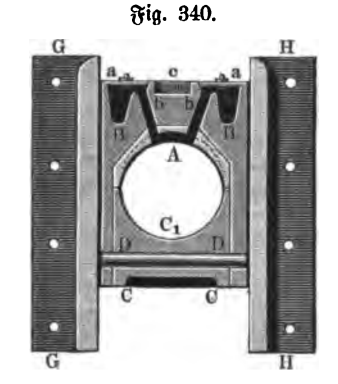
Fig. 339.

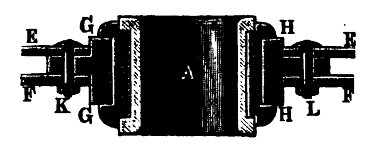
a mit dem Rahmen *A* aus einem Stücke bestehen, unterhalb aber noch durch die Verbindungsstangen *b* gegen einander abgesteift und mit den Bahn-

räumern *c* verbunden sind. *B* ist die Bufferbohle, *C* sind Querverbindungen, auf denen der cylindrische Kesseltheil ruht, und *D* ist das hintere, den Führerstand tragende Verbindungsstück. Dieses Querstück wird ebenso wie die Bufferbohle neuerdings von Eisen gemacht, auch werden die Verbindungsstangen *b* an neueren Rahmen aus dem vollen Bleche durch Ausstoßen dargestellt, wie der Längsträger, Fig. 339, zeigt, bei welchem *d* Ausschnitte zur Materialersparung sind, während der Ausschnitt *c* den Schieberkasten des Dampfcylinders nach innen hindurchtreten läßt.

Die Axbüchsen der Locomotiven unterscheiden sich von denen der gewöhnlichen Eisenbahnwagen hauptsächlich dadurch, daß sie die Axe beiderseits hindurchtreten lassen, da nur in seltenen Fällen äußere Schenkel der Locomotivaxen vorkommen, nämlich nur bei nicht gekuppelten Axen und bei äußeren Rahmen. Die Oelung der Zapfen geschieht bei den Locomotivaxen wegen des beschränkten Raumes meistens von oben, und man schützt den Zapfen von unten gegen den Zutritt des Staubes durch einen Schutzdeckel, in welchem zuweilen auch ein Schmierpolster angebracht wird. Fig. 340 zeigt ein solches Lager für eine Construction, bei welcher die Axgabeln durch besondere von beiden Seiten gegen die Rahmen genietete Bleche *E* und *F* gebildet sind, zwischen welche die Axgabelbacken *G* und *H* geschraubt werden. Hier sind *a* die Schmiertröge mit den Schmierlöchern *b*, und in *c* tritt der Bolzen des Bundringes der Feder ein, welche den Druck auf das Lager überträgt.

Fig. 340.



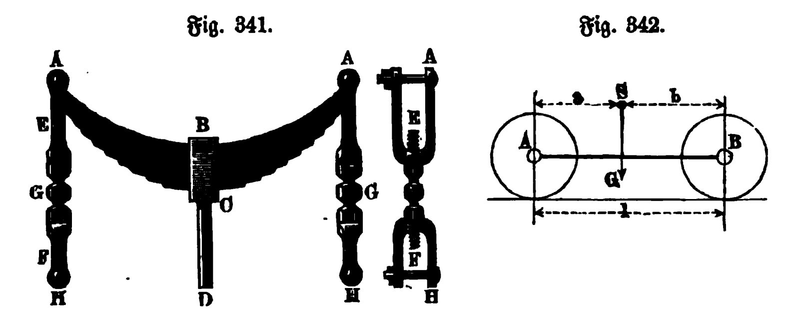


Die angewandten Tragfedern sind, von einigen abweichenden Constructionen abgesehen, immer Blattfedern, bestehend aus 10 bis 20 Gußstahllagen von 13 mm Stärke und 90 mm Breite. Die Länge der Federn pflegt etwa 1 m zu sein, wobei man eine Durchbiegung von etwa 40 bis 50 mm im Ruhezustande anzunehmen pflegt. Es wird als zweckmäßig erachtet, die Federn der Vorderaxe etwas stärker als die der anderen Axe zu machen, derart, daß man bei den ersteren nur 48, bei den übrigen 55 kg höchste Faserspannung pro Quadratmillimeter zuläßt.

Die Anordnung der Federn ist aus Fig. 341 ersichtlich, woraus man auch die Vorrichtung zur Regulirung der Federspannung durch Umdrehung der Schraube G mit rechtem und linkem Gewinde erkennt. An den Bolzen H der Bügel F hängt hierbei der Rahmen, während die Federhülse $B\,C$ sich mit dem Stifte D auf die Axbüchse stützt. Durch eine Drehung der Spannschraube G läßt sich daher der Stützpunkt D relativ gegen den Schwerpunkt der Locomotive heben und senken und dadurch eine Regulirung der Belastung der Axen innerhalb gewisser Grenzen vornehmen, wie aus folgender Betrachtung hervorgeht.

Bei dem Vorhandensein von nur zwei Axen A und B, Fig. 342, ist die

Fig. 341. Fig. 342.

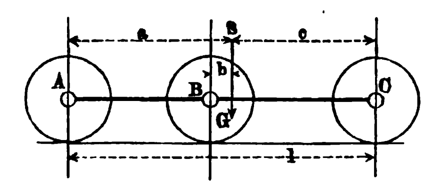


Größe der Axenbelastungen ohne Weiteres durch die Lage des Schwerpunktes S gegeben, indem man unter allen Umständen

$$A = G\,\frac{b}{l} \text{ und } B = G\,\frac{a}{l}$$

hat, woran sich durch Spannvorrichtungen der Federn nichts ändern läßt. Dagegen ist bei dem Vorhandensein dreier Axen A, B, C, Fig. 343, jeder Rahmen wie ein auf drei Stützen liegender Träger zu betrachten, und man

Fig. 343.



kann hierbei die Reactionen in den Stützpunkten im Allgemeinen nur unter Berücksichtigung der Elasticitätsverhältnisse des Trägers ermitteln, wie in I, §. 246 ausführlich gezeigt worden. Es wurde an gedachter Stelle auch der Einfluß besonders in Betracht gezogen, welchen die verticale Senkung

oder Hebung einer der Stützen auf die Größe der Stützreactionen, also auf die Vertheilung der Last auf die Stützpunkte ausübt. Da nun bei dem Locomotivgestelle die stellbaren Federgehänge nach Belieben ein Höher- oder Tieferlegen des Stützpunktes gestatten, so ist hierin die Möglichkeit einer Regulirung der Axenbelastung gegeben. Es seien A, B und C, Fig. 343, wieder die Belastungen der gleichbezeichneten Axen, und a, b, c deren Abstände von der durch den Schwerpunkt S gehenden verticalen Querebene, so hat man, unter G das Gewicht der Locomotive verstanden:

$$A + B + C = G \qquad (1)$$

und

$$Aa + Bb = Cc \qquad (2)$$

Da diese zwei Gleichungen zur Bestimmung der drei Unbekannten A, B und C nicht genügen, so läßt sich noch eine gewisse Annahme hinsichtlich einer der Belastungen machen. Denkt man sich zu dem Ende einmal die Federn der Mittelaxe B gänzlich entlastet, so daß das ganze Locomotivgewicht auf A und C ruht, so hat man die größten überhaupt möglichen Belastungen dieser Axen

$$A_1 = G\frac{c}{l} \text{ und } C_1 = G\frac{a}{l}.$$

Wenn dagegen die Federn von C so stark gespannt werden, daß A gänzlich entlastet wird, so ist:

$$A_2 = 0 \text{ und } C_2 = G\frac{b}{c}.$$

Man kann daher für A eine zwischen

$$A_2 = 0 \text{ und } A_1 = G\frac{c}{l}$$

oder für C eine zwischen

$$C_2 = G\frac{b}{c} \text{ und } C_1 = G\frac{a}{l}$$

gelegene Belastung beliebig annehmen, indem die regulirbaren Federspannungen jede derartige Annahme zu verwirklichen gestatten. Man setze etwa die Belastung der Vorderaxe $C = \alpha G$ als gegeben voraus, unter α einen Werth zwischen $\frac{b}{c}$ und $\frac{a}{l}$ verstanden, entsprechend etwa der Vorschrift der technischen Vereinbarungen, wonach bei dreiaxigen Locomotiven die Vorderaxe, wenn sie Laufaxe ist, eine Belastung nicht unter $^1/_4\, G$ und die hintere Axe, wenn sie als Laufaxe auftritt, eine Belastung von nicht weniger als $^1/_5\, G$ erhalten soll. Alsdann findet man A und B einfach aus den Momentengleichungen in Bezug auf die Axenmittel von B und A:

$$A(a-b) = C(b+c) - Gb$$

und

$$B(a-b) = Ga - Cl.$$

Sind zwei Axen, z. B. A und B, mit einander gekuppelt, in welchem Falle es mit Rücksicht auf möglichst gleiche Abnutzung der Radreifen wünschenswerth ist, beide Axen gleich zu belasten, so erhält man aus (1) und (2) durch Einsetzung von $A = B$:

$$A(a+b) = Cc = (G-2A)c, \text{ also } A = B = G\frac{c}{a+b+2c}$$

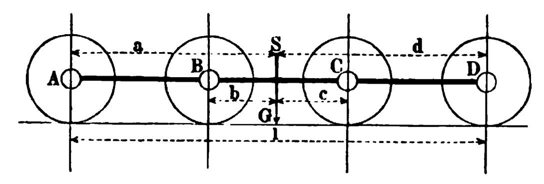
und

$$C = G - 2A = G\frac{a+b}{a+b+2c}.$$

Sind alle drei Axen mit einander zu kuppeln, und man will die Belastungen gleich machen, so folgt aus (1): $A = B = C = {}^1/_3\,G$, und aus (2) die Bedingung: $a + b = c$. Liegt z. B. der Schwerpunkt hier über der Mittelaxe B, so erhält man $a = c$, d. h. gleiche Radentfernungen als Bedingung. In welcher Weise man durch richtige Wahl von a, b und c gewissen vorgesetzten Bedingungen genügen kann, ist durch vorstehende Untersuchungen erkenntlich, es muß nur festgehalten werden, daß die Belastungen der äußeren Axen A und C nur innerhalb der angegebenen Grenzen 0 und $G\frac{c}{l}$ bezw. $G\frac{b}{c}$ und $G\frac{a}{l}$ angenommen werden können.

Betrachtet man in ähnlicher Art eine vieraxige Locomotive, Fig. 344, so findet man zunächst die untere Grenzbelastung für jede Axe gleich Null, da hierbei, unter der Voraussetzung, daß der Schwerpunkt S zwischen die mittleren Axen B und C fällt, jede Axe vollständig entlastet werden kann, was bei dreiaxigen Locomotiven nur in Bezug auf zwei Axen gilt. Ferner ergiebt

Fig. 344.



sich die größtmögliche Belastung für A und D bei gänzlicher Entlastung von B und C zu:

$$A_1 = G\frac{d}{l} \text{ und } D_1 = G\frac{a}{l},$$

während die Axe B bei Entlastung von A und C den größten Druck

$$B_1 = G \frac{d}{b + d}$$

und die Axe C bei Entlastung von B und D denjenigen

$$C_1 = G \frac{a}{a + c}$$

empfängt. Da hierbei vier Unbekannte und nur die beiden Gleichungen:

$$A + B + C + D = G \quad \ldots \ldots \ldots (3)$$

$$Aa + Bb = Cc + Dd \quad \ldots \ldots \ldots (4)$$

vorhanden sind, so darf man hinsichtlich der Drucke noch zwei willkürliche Annahmen machen, z. B. diejenigen $A = B$ und $C = D$. Mit diesen Voraussetzungen erhält man aus (3) und (4):

$$A + C = \frac{1}{2} G$$

und

$$A(a + b) = C(c + d) = (\frac{1}{2} G - A)(c + d)$$

oder

$$A = B = \frac{1}{2} G \frac{c + d}{a + b + c + d}$$

sowie

$$C = D = \frac{1}{2} G \frac{a + b}{a + b + c + d}.$$

Sollte auch $A = C$, also der Druck für alle Axen gleich sein, so wäre

$$A = B = C = D = \frac{1}{4} G$$

an die Bedingung geknüpft:

$$a + b = c + d.$$

Wäre z. B. $b = c$, d. h. läge der Schwerpunkt in der Mitte zwischen den beiden Mittelaxen, so müßten auch die beiden Außenaxen gleichweit von dem Schwerpunkte S abgelegen sein, u. s. w. Unter den Axendrucken sind hier natürlich immer nur die aus dem Gewichte des Kessels und der Maschine herrührenden Belastungen zu verstehen, die Drucke der Axen auf die Schienen fallen für jede Axe um deren Gewicht und dasjenige ihrer Räder größer aus. Auch gelten die hier ermittelten Axendrucke nur für den Stillstand der Locomotive; in welcher Weise bei deren Bewegung durch die Kolbenkräfte Aenderungen der Räderdrucke erzeugt werden, wird bei der Untersuchung der Bewegung sich ergeben.

Wenn man, wie dies bei den älteren Locomotiven fast durchgängig der Fall war, jeder Axbüchse ihre besondere, von den übrigen unabhängige Feder giebt, so kann durch eine Unebenheit der Bahn eine Feder leicht auf Kosten der anderen mehr oder minder belastet werden, indem z. B. ein Rad beim Anstoßen gegen einen Schienenvorsprung in einem Schienenstoße empor-

gehoben wird, was einer vermehrten Spannung seiner Feder gleichkommt. Ebenso wird eine mit der Zeit eintretende verschiedene Durchsetzung der Federn die Lastvertheilung ändern. Diesen Uebelständen zu begegnen, hat man schon früher die Federn der verschiedenen Axbüchsen derart unter sich in Verbindung gebracht, daß die gedachten auf einzelne Federn wirkenden Einflüsse auch auf die damit verbundenen anderen Federn übertragen werden. Man bedient sich dazu vornehmlich der sogenannten Federbalanciers, d. h. zweiarmiger, zwischen zwei benachbarte Räder eingeschalteter Hebel, deren Drehpunkt mit dem Gestelle und deren Endpunkte mit den Federn der beiden Axbüchsen in Verbindung gebracht sind.

Eine bei Locomotiven mit freier Triebaxe häufige Anordnung ist durch Fig. 345 dargestellt, worin A die in der Mitte liegende Triebaxe und B die vordere Laufaxe ist. Die Federn F_1 und F_2 der beiden Axbüchsen stehen durch die inneren Federgehänge d und e mit den Endzapfen D und E eines

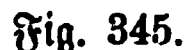
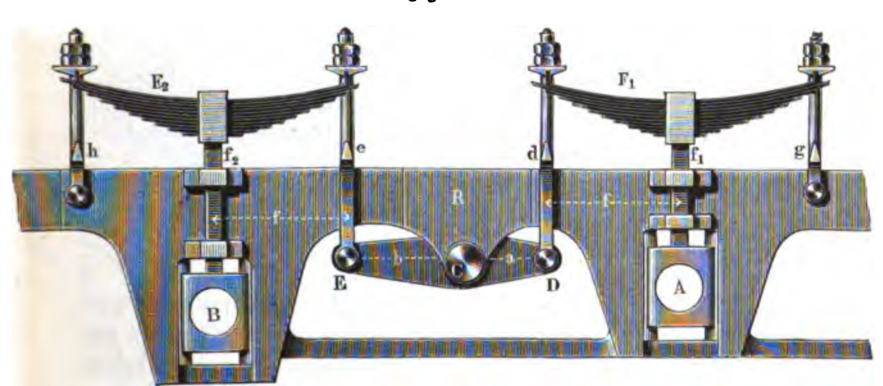


Fig. 345.



unter dem Rahmen angebrachten Balanciers in Verbindung, dessen Drehpunkt C sein Lager an dem Rahmen R findet, während die anderen Federgehänge g und h sich direct an den Rahmen anschließen. Die Wirkung dieser Anordnung erklärt sich folgendermaßen. Trifft das Rad der Axe A gegen einen Schienenvorsprung, so wird die Axbüchse von A emporgeworfen, wodurch eine entsprechend vergrößerte Durchbiegung der Feder F_1 und stärkere Belastung von A und damit eine verringerte Belastung von B herbeigeführt werden würde, wenn die Feder F_1 unabhängig von F_2 an dem Rahmen R angriffe, wie es bei den isolirten Federn der älteren Locomotiven der Fall war. In Folge der auf die Feder F_1 ausgeübten Stoßkraft wird aber durch das Gehänge d der Balancier entsprechend um C gedreht, wodurch die Feder F_2 durch das niedergehende Gehänge e abwärts gezogen wird, während die Feder

F_1 entsprechend nach oben ausweichen kann. Es ist hierbei nur nöthig, die Federbüchsen lose mit concaven Vertiefungen auf die abgerundeten Federstützen f_1 und f_2 zu stellen, um den Federn die zu der gedachten Wirkung erforderlichen kleinen Schwingungen zu gestatten. Den Balancier DE macht man in dem Falle, wo man es mit einer freien Triebaxe A zu thun hat, ungleicharmig, um der Triebaxe eine größere auf Adhäsion wirkende Belastung zukommen zu lassen, während man bei einer Kuppelung der Axen A und B durch einen gleicharmigen Balancier die Belastung beider Axen gleich groß erhält.

Um die Wirkung dieser Aufhängung zu verstehen, seien A und B die auf die Axbüchsen der gleichbezeichneten Axen wirkenden Drucke, dann kommen wegen der symmetrischen Form der Federn in den Gehängen d und g die Kräfte $\frac{A}{2}$ und in den Gehängen e und h diejenigen $\frac{B}{2}$ zur Wirkung. Bezeichnet man nun die Hebelarme des Balanciers CD mit a und CE mit b, so hat man $\frac{1}{2} A a = \frac{1}{2} B b$, und den Druck des Balanciers gegen seinen Drehzapfen:

$$C = \frac{A + B}{2}.$$

Diese auf den Rahmen nach oben hin gerichtete Reaction

$$C = \frac{A + B}{2}$$

setzt sich mit den gleichfalls am Rahmen angreifenden Zugkräften $\frac{A}{2}$ und $\frac{B}{2}$ in den Gehängen g und h zu einer Mittelkraft $A + B$ zusammen, welche einem ebenso großen Theile des Locomotivgewichtes das Gleichgewicht hält. Diese Mittelkraft $A + B$ geht, wie leicht zu ersehen ist, nur bei symmetrischer Anordnung, d. h. für $a = b$, durch den Drehpunkt C des Balanciers. Bei ungleicher Länge der Hebelarme a und b liegt die Mittelkraft um eine Größe x von dem Drehpunkte C nach der Seite des kürzeren Hebelarmes a entfernt, welche Größe sich einfach aus

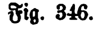
$$A(f + a - x) = B(f + b + x)$$

bestimmt, wenn f den horizontalen Arm der beiden gleichlangen Federn bedeutet. Setzt man hierin $B = A\frac{a}{b}$, so erhält man aus:

$$A b (f + a - x) = A a (f + b + x)$$

die Größe $x = f\frac{b - a}{a + b}$, also positiv, wenn, wie hier angenommen, $b > a$ ist und gleich Null für $a = b$. Diese Reactionssumme $A + B$ auf beide

Axen findet man nun aus der bekannten Lage des Schwerpunktes der Locomotive und der Lage der dritten Axe einfach nach den Gesetzen der Zerlegung paralleler Kräfte. Es ist aus dem Ganzen übrigens klar, daß die Anordnung des Balanciers C die Möglichkeit ausschließt, durch größere oder geringere Anspannung einer der Federn F_1 und F_2 eine Regulirung der Axendrucke A und B hervorzubringen, da jede Spannung einer Feder durch den Balancier die andere Feder in Mitleidenschaft bringt. Für die Größe der Axenbelastungen ist daher außer dem Verhältnisse der Balancierarme wesentlich nur die Schwerpunktslage und die Lage der dritten Axe maßgebend.


Fig. 346.

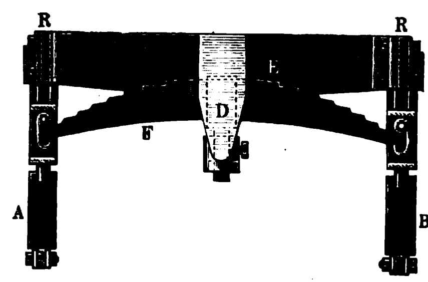


Fig. 347.

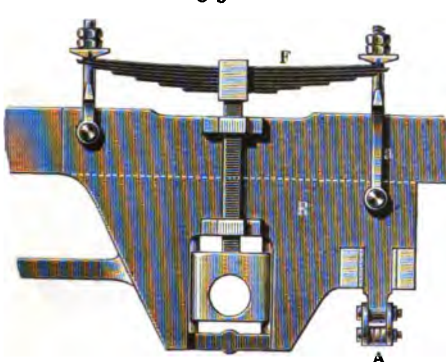
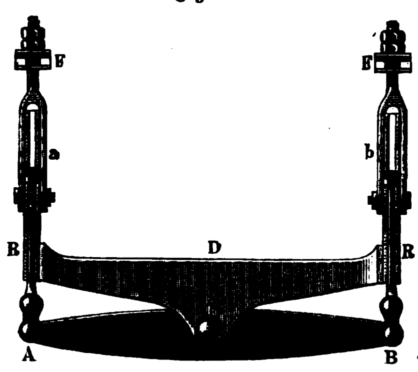


Fig. 348.



Auf diese dritte Axe überträgt man die Last des Kessels meistens durch eine Querfeder F, Fig. 346, deren Enden sich auf die Axbüchsen A und B stützen, während ihr Bundring durch die Gehänge D mit einer Traverse E in Verbindung steht, welche zwischen die Rahmen R geschraubt ist.

Anstatt der Querfeder ordnet man zuweilen auch wohl einen Querbalancier AB, Fig. 347 und Fig. 348, an, dessen Drehpunkt C mit den Rahmen

R durch die Traverse *D* in Verbindung steht, während die Enden *A* und *B* durch die Federgehänge *a*, *b* auf die beiderseits über den Axbüchsen angebrachten Federn *F* wirksam sind. Durch diese Einrichtungen bezweckt man, die Locomotive über der dritten Axe in einem einzigen Punkte zu unterstützen, so daß hierdurch und durch die beiden Federbalanciers der anderen Axen die ganze Maschine in drei Punkten getragen wird, wodurch man einer ungleichen Belastung der Räder einer und derselben Axe wirksam begegnet, was bei einer Unterstützung in mehr als drei Punkten nicht der Fall sein würde.

Oft fehlt es oberhalb der Axbüchsen an Raum zur Unterbringung der Federn, in welchem Falle man wohl nach Fig. 349 eine Feder *F* mit ihren

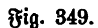
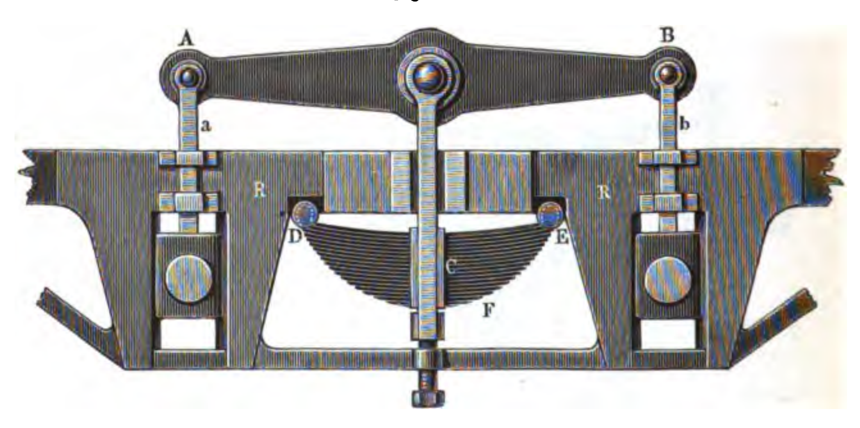


Fig. 349.

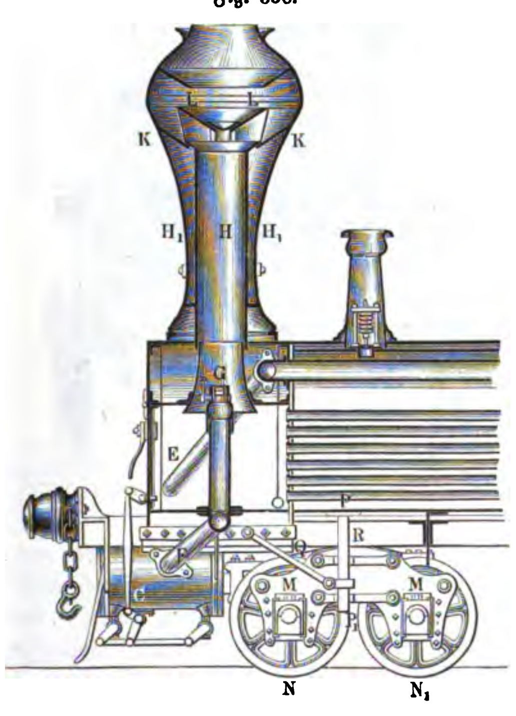


Enden *D* und *E* direct unter den Rahmen *R* legt, deren Bundring *C* mit einem oberhalb gelagerten Balancier *AB* in Verbindung steht, von dessen Enden die Druckstangen *a* und *b* der Axbüchsen ausgehen. Solche und ähnliche Anordnungen werden in ihrer Wirksamkeit nach dem Vorhergehenden leicht verständlich sein.

§. 79. **Bewegliche Gestelle.** Es wurden bereits in §. 69 gelegentlich der Wagengestelle die Uebelstände hervorgehoben, welche sich beim Durchfahren von Bahnkrümmungen dadurch geltend machen, daß in den Curven die Umdrehungsebenen der Räder nicht mehr tangential an die Schienen gerichtet sind, sondern um einen gewissen Winkel δ davon abweichen. Es wurde auch daselbst angegeben, daß diese Abweichung um so größer ausfällt, je größer der Radstand ist, und die gedachten Uebelstände namentlich bei dreiaxigen Wagen wegen des großen Radstandes derselben hervortreten.

Hierin liegt einer der Hauptgründe, warum man in neuerer Zeit den vierrädrigen Wagen den Vorzug vor den sechsrädrigen eingeräumt hat. Bei den Locomotiven ist man jedoch, von den nur ausnahmsweise gebrauchten vierrädrigen Maschinen abgesehen, durch die Verhältnisse genöthigt, drei und selbst mehr Axen anzuwenden, für welche die äußerste Entfernung ziemlich beträchtlich ausfällt, besonders in den Fällen, wo man, um bei langer Feuerbüchse das Ueberhängen derselben zu vermeiden, eine Axe hinter der

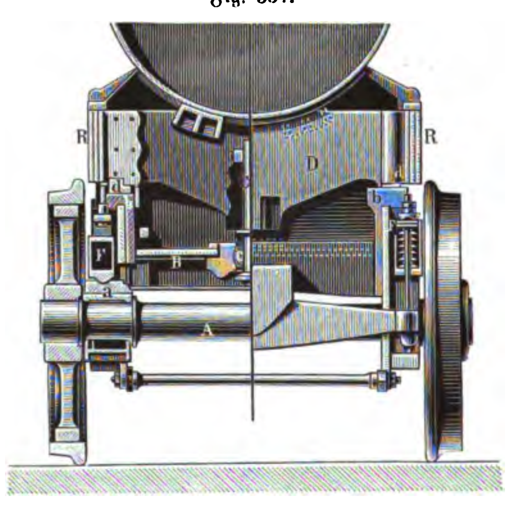
Fig. 350.



Feuerbüchse anordnet. Hinsichtlich der Stabilität ist überhaupt ein großer Radstand nur günstig, und um denselben anwenden zu können, ohne die Schwierigkeiten der Curvenbefahrung zu vergrößern, hat man sich vielfach bemüht, den Locomotiven Gestelle zu geben, welche mit einer gewissen Beweglichkeit begabt sind, vermöge deren sie sich leicht den zu durchfahrenden Curven anschmiegen. Es wurde bereits früher angegeben, daß zu demselben Zwecke die langen amerikanischen Wagen mit je zwei vierrädrigen Drehgestellen versehen werden, von denen jedes einzelne wegen seines geringen Radstandes ($1^1/_2$ bis $1^3/_4$ m) sich ohne wesentliche Pressung den Curven anschmiegt.

Auch bei den amerikanischen Locomotiven findet sich fast ausschließlich ein solches Drehgestell, aber natürlich nur in einmaliger Ausführung und zwar vorn unter der Rauchkammer, denn die hinteren Räder, welche von der Dampfmaschine in Umdrehung versetzt werden, müssen eine feste Lagerung an dem Rahmen der Locomotive erhalten, welcher auch die Dampfcylinder und Bewegungstheile trägt. Ein solches Drehgestell ist aus Fig. 350 (a. v. S.) ersichtlich. Man erkennt hieraus, wie die beiden Laufaxen N und N_1 mit

Fig. 351.



ihrem Gestellrahmen M um den Reibnagel $P P_1$ drehbar sind, welcher an dem Kessel befestigt ist. Der Rahmen R ruht hierbei mittelst stählerner Platten auf jeder Seite auf einer Feder, deren Enden (s. auch Fig. 276) sich auf die Axbüchsen stützen. In C ist einer der Cylinder gezeichnet, von welchem das Dampfabgangsrohr F die gebrauchten Dämpfe nach dem Blaserohre G führt, während E die Zuführung des frischen Kesseldampfes vermittelt. Der Schornstein H ist hierbei mit dem Klein'schen Funkenfänger versehen, welcher im Wesentlichen aus einem zwischen die Kegelmäntel K und L eingesetzten Leitschaufelsystem besteht, welches den durchziehenden Rauch in eine drehende Bewegung versetzt, in deren Folge mitgeführte glühende Kohlentheilchen in den Raum zwischen der eigentlichen Esse H und dem Mantel $H_1 H_1$ niederfallen.

Da bei der Anwendung dieses amerikanischen zweiaxigen Drehschemels ein beträchtlicher Theil des Locomotivgewichtes, welcher auf diese beiden Laufaxen drückt, nicht durch Adhäsion zur Wirkung kommt, so hat man mit Erfolg anstatt des zweiaxigen Drehschemels einen solchen mit einer Axe zur

Verwendung gebracht. Die einfachste Construction dieser Art ist die von Nowotny angegebene, welche durch die Figuren 351 und 352 erläutert ist. Die Laufaxe *A* findet hierbei ihre Axbüchsen *a* in einem Quergestelle *B*, welches mittelst des Kugellagers *c* um den Zapfen *C* sich drehen, und auch auf demselben sich etwas in verticaler Richtung verschieben kann. Der Zapfen *C* ist an dem die Rahmen *R* verbindenden Querstücke *D* befestigt, welches letztere sich mit den beiden Stützplatten *d* auf zwei andere Stützplatten *b* des drehbaren Rahmens *B* stützt. Die Federn *F* für die Laufaxe sind ebenfalls an dem drehbaren Rahmen *B* angebracht, welcher die Axbüchsen *a* enthält. Von Interesse ist hierbei die einfache Art, in welcher die drehbare Laufaxe in der geraden Bahnstrecke sich von selbst senkrecht zu der Maschinenaxe stellt. Um dies zu erreichen, sind nämlich die Stützflächen, in welchen sich die Stücke *d* und *b* berühren, abgeschrägt, wie aus den Figuren 353 und 354 ersichtlich ist.

Fig. 352.

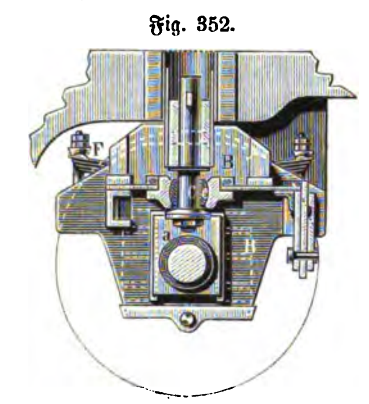
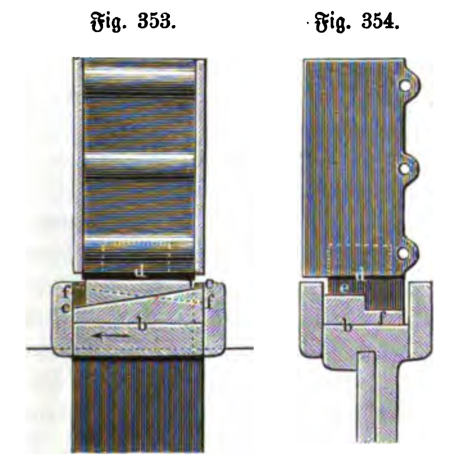


Fig. 353. Fig. 354.

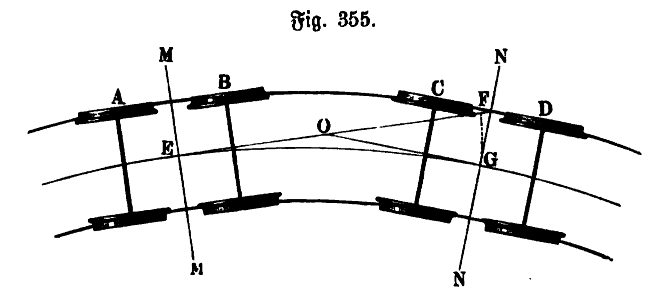


Die Platte *d* ruht hierbei auf der Unterlage *b* bei der normalen Stellung der Axe *A*, d. h. in gerader Bahnstrecke, auf den beiden geneigten Ebenen *ee* und *ff*. Erhält nun aber die Axe beim Eintritte in eine Curve durch den Seitendruck der Schiene gegen den Spurkranz eine Tendenz, sich um den Mittelzapfen zu drehen, so wird, wenn die Stützplatte *b* etwa in der Richtung des Pfeiles sich unter *d* hinwegzieht, die Stützfläche *ff* frei und die geneigte Ebene *ee* hebt die Stütze *d* und damit das betreffende Kesselgewicht ein wenig empor. In Folge des hierdurch auf die schrägen Flächen *ee* der Unterlagsplatte *b* ausgeübten Druckes wird der Axe fortwährend die Tendenz ertheilt, sich normal zur Maschinenaxe zu stellen, welcher Tendenz sie auch Folge leistet, sobald die Bahncurve

wieder in eine Gerade übergeht, in welchem Falle die Schienen einen Seitendruck nicht mehr gegen die Spurkränze ausüben. Dieses Mittel geneigter Auflageflächen findet bei derartigen Drehschemeln ziemlich häufige Anwendung, um die Axen in der geraden Bahn wieder normal einzustellen.

Zur leichteren Passirung der Curven genügt es übrigens noch nicht, daß man dem Drehschemel nur eine Drehung um seinen Reibnagel ertheilt, vermöge deren sich seine Axe resp. die Mittellinie zwischen seinen beiden Axen in die Richtung des Curvenradius stelle, sondern es ist dazu auch eine seitliche Verschiebung des Reibnagels in der Richtung dieses Curvenradius erforderlich, wie folgende Betrachtung ergiebt. Es seien A und B, Fig. 355, die steifen (nicht beweglichen) Axen einer Locomotive, und C und D die

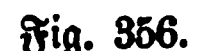
Fig. 355.

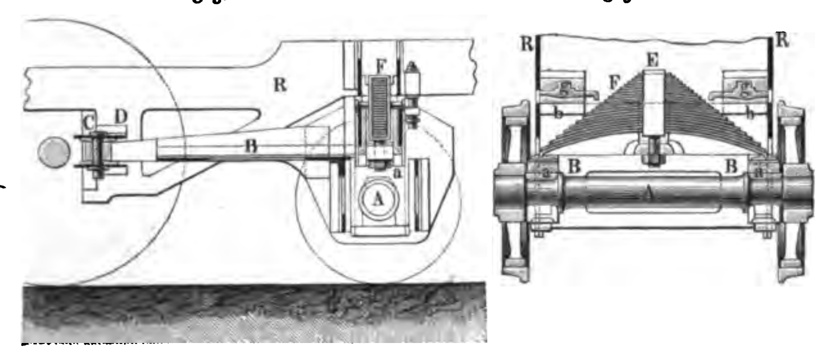


Laufaxen des beweglichen Vordergestelles, MM und NN seien die in den Mitten zwischen den Axen zu diesen parallelen Geraden. Wenn die Mittellinie MM des festen Gestelles AB sich richtig in den Curvenradius eingestellt hat, so steht die Längsaxe der Locomotive in der Tangente EF der mittleren Bahncurve im Punkte E. Das Vordergestell der Axen C und D muß nun ebenfalls eine solche Stellung annehmen können, daß die Mittellinie NN in die Richtung des Curvenradius in G sich stellt, der Mittelpunkt dieses Vordergestelles muß aber ferner in der mittleren Bahncurve, also in G gelegen sein, darf also nicht in der Locomotivaxe F befestigt sein. Man erkennt hieraus, daß die Beweglichkeit des ganzen Systems eine solche sein muß, vermöge deren dem Drehschemel nicht nur eine Verdrehung um den Winkel der beiden Curvenradien MM und NN, sondern auch eine Seitenverschiebung um den Betrag FG gestattet ist. Da man nun immer eine Drehung und eine zu der Drehaxe senkrechte Verschiebung zu einer einzigen Drehung um eine verlegte Drehaxe zusammensetzen kann (s. Thl. I, 1. Einleitung, §. 4), so hat man hiervon Gebrauch gemacht, indem man das Vordergestell CD nicht um einen in seiner Mitte gelegenen Zapfen G, sondern um einen Zapfen drehbar macht, welcher bei O mit der Locomotive fest

verbunden ist. Die Lage *O* dieses Oscillationspunktes ergiebt sich nach dem Vorstehenden einfach in dem Durchschnittspunkte der beiden in *E* und *G* an die mittlere Bahncurve gelegten Tangenten *EF* und *GO*.

Nach diesem Princip ist das einaxige Drehgestell von Bissel, Fig. 356 und Fig. 357, construirt, bei welchem die Laufaxe *A* ihre Axbüchsen *a* in dem Lenkerrahmen *B* findet, welcher um den an der Traverse *D* des Rahmens *R* befestigten Zapfen *C* schwingen kann. Eine gemeinschaftliche Querfeder *F*, welche sich mit ihren Enden auf die Axbüchsen *a* stützt, empfängt an ihrem mit dem Lenkrahmen fest verschraubten Bundringe *E* die


Fig. 356. Fig. 357.

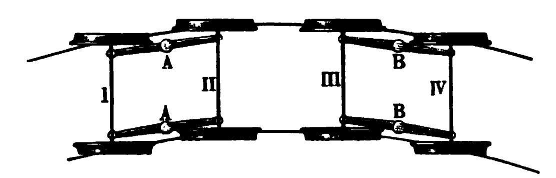


Belastung des Kessels vermittelst der Stützplatten *g*, welche sich mit keilförmig geneigten Auflagerflächen auf die am Lenkrahmen *B* befestigten Stützplatten *b* setzen. Man erkennt hieraus, wie bei einer seitlichen Schwingung des Lenkrahmens nach der einen oder anderen Seite durch die geneigten Stützflächen eine geringe Erhebung des vorderen Kesseltheiles veranlaßt wird, in Folge deren die Axe sich in der geraden Bahnlinie von selbst wieder normal einstellt. Dieses Drehgestell ist für Bahnstrecken von 300 m Curvenradius (Bergisch-Märkische Bahn) in Gebrauch, das seitliche Spiel des Gestelles beträgt 50 mm, und die Neigungen der Stützflächen sind so normirt, daß ein Druck der Schiene gegen den Spurkranz von 20 Ctr. genügt, um das Gestell aus seiner normalen Lage zur Seite zu schwenken.

Bei allen Constructionen der Locomotiven mit drehbarem Laufgestelle kann der auf dieses Gestell entfallende Theil des Locomotivgewichtes nicht zur Adhäsionserzeugung ausgenutzt werden. Man wendet daher Drehgestelle meist nur für Personenzugmaschinen an, bei denen die geringere Zugkraft nicht die volle Adhäsion der Locomotive nöthig macht. Bei Güterzugmaschinen dagegen, bei denen man zur Erreichung genügender Adhäsion alle drei oder vier Axen kuppelt, muß wegen der unveränderlichen

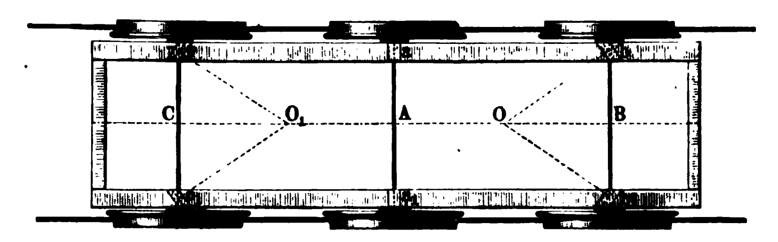
Länge der Kuppelstangen natürlich der Parallelismus der Axen gewahrt bleiben. Um solche Maschinen dennoch zum Befahren von Curven einigermaßen zu befähigen, bedient man sich öfter des Mittels, den Axen eine Verschiebbarkeit nach ihrer Länge zu ertheilen. Bei dreiaxigen Locomotiven (Sechskuppler) pflegt man häufig die mittlere Axe fest zu lagern, während man die Endaxen verschiebbar macht, und es werden sich diese daher in Curven durch die Reaction des äußeren Schienenstranges gegen die Spurkränze entsprechend nach innen verschieben. Zuweilen macht man bei Sechskupplern auch nur die eine Außenaxe verschiebbar. Ebenso hat man bei

Fig. 358.



Achtkupplern vielfach die beiden Mittelaxen fest gelagert, und die beiden Außenaxen verschieblich gemacht, zuweilen auch die erste mit der zweiten und die dritte mit der vierten Axe durch Balanciers A und B, Fig. 358, derart in Verbindung gebracht, daß sie sich nach entgegengesetzten Richtungen ver-

Fig. 359.



schieben können, so daß in Curven die mittleren Axen sich nach außen, die Endaxen nach innen verschieben. Zur selbstthätigen Normalstellung der Axen in der geraden Bahn bedient man sich in der Regel der geneigten Stützflächen zwischen den Axbüchsen und den Federstützen. Auch hat man zu dem letzteren Zwecke (Caillot) wohl horizontale Blattfedern angewandt. Die Kuppelzapfen werden dabei meistens kugelförmig gestaltet, um der geringen Neigungsänderung der Kuppelstangen Rechnung zu tragen, der Parallelismus aller gekuppelten Axen muß aber, wie schon erwähnt, unter allen Umständen gewahrt bleiben, wenn nicht starke Pressungen und selbst Brüche hervorgerufen werden sollen.

Wenn indessen die Axen nicht mit einander verkuppelt sind, so kann man durch die Verschiebung der Axbüchsen in ihren Axgabeln gleichzeitig in sehr einfacher Art eine Drehung der Axen erzielen, um dieselben nach dem Curvenradius einzustellen. Diese von Wöhler ausgeführte ebenso einfache wie sinnreiche Construction ist aus Fig. 359 zu ersehen. Hier ist die Mittelaxe A als freie Triebaxe in festen Axbüchsen $a\,a_1$ unverschiebbar gelagert, während die beiden Laufaxen B und C verschiebliche Axbüchsen $b\,b_1$ und $c\,c_1$ haben. Die Führungsflächen in den Axgabeln sind aber nicht normal gegen die Längenaxe der Locomotive, sondern derart schräg und convergirend angeordnet, daß eine Verschiebung einer Endaxe nach der Seite eine Convergenz dieser Axe gegen die Mittelaxe A zur Folge hat. Man erkennt übrigens bei näherer Betrachtung, daß die von einer Außenaxe wie B angenommene Bewegung aus einer Drehung und Verschiebung sich zusammensetzt, und wird man, um diese Bewegung richtig zu erhalten, die Neigung der Führungsflächen entsprechend zu wählen haben, wofür folgende Betrachtung den Anhalt geben kann. Eine Verschiebung der Axe kann man in jedem Augenblicke als eine Drehung um das Momentancentrum oder den Pol O ansehen, welchen man in dem Durchschnittspunkte der in b und b_1 auf den Führungen errichteten Normalen erhält. Die schrägen Führungen wirken daher genau wie ein um O drehbarer Bisselarm, und man hat also nach dem oben Angeführten O und O_1 in die Mitten zwischen A und B resp. A und C zu legen. Auch bei dieser Construction sind in der mehrfach erwähnten Weise geneigte Druckflächen benutzt, um die Axen in der geraden Bahn wieder normal zu stellen.

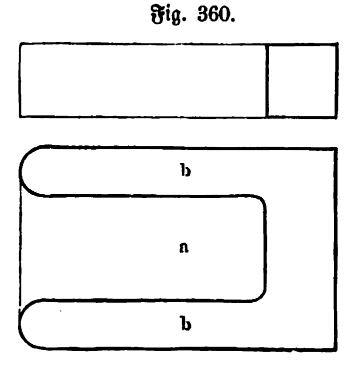
Derselbe Zweck der radialen Einstellung der Axen nach dem Curvenradius wird auch durch die Adams'schen Axbüchsen angestrebt, bei welchen die Axbüchsen äußerlich und die Führungsflächen der Axgabeln innerlich nach einem Cylindermantel geformt sind, dessen verticale Axe in dem Mittelpunkte der benachbarten festen Axe gelegen ist, so daß ebenfalls eine Drehung der Axen eintreten kann. Daß die Verkuppelung solcher verstellbaren Axen wegen der unveränderlichen Länge der Kuppelstangen nicht möglich ist, wurde bereits angegeben, man wird daher immer denjenigen Theil des Gewichtes, welcher auf diese verstellbaren Axen entfällt, für die Erzeugung von Adhäsion unbenutzt lassen müssen.

Es kann in Betreff dieser letzten Bemerkung indessen angeführt werden, daß es doch gelungen ist, Locomotiven zu construiren, welche, obwohl sie mit beweglichen Radgestellen versehen sind, doch mit voller Adhäsion arbeiten. Die Möglichkeit dieser Construction beruht nämlich darauf, daß die beweglichen Radgestelle nicht als bloße Laufwerke, sondern als Motorgestelle ausgeführt wurden, d. h. daß jedes dieser Gestelle auch die Dampfmaschine aufnimmt, von welcher aus die in dem betreffenden Gestelle befindlichen, mit

einander verkuppelten Axen ihre Bewegung empfangen. Vermöge dieser Anordnung wird die mit dem beweglichen Gestelle fest verbundene Betriebsmaschine an allen Bewegungen des Drehschemels gleichmäßig Antheil nehmen, daher der Bewegungsmechanismus in seinen Functionen nicht gestört wird. Es sind hauptsächlich zwei solcher Constructionen in neuerer Zeit unter dem Namen des Meyer'schen und des Fairlie'schen Systems bekannt geworden, wobei indeß bemerkt werden muß, daß beide Constructionssysteme schon den Concurrenzlocomotiven zu Grunde gelegen haben, welche im Jahre 1851 bezw. von Günther in Wiener Neustadt und von Cockerill in Seraing zur Semmering-Concurrenz gesandt wurden. Ein Näheres hierüber siehe im Folgenden unter Locomotivtypen.

§. 80. **Tender.** Zur Aufnahme eines für längere Zeit (mehrere Stunden) ausreichenden Wasser- und Brennmaterialquantums dient der unmittelbar mit der Locomotive gekuppelte Tender oder Munitionswagen. Derselbe ist ein vier- oder sechsrädriger Eisenbahnwagen mit einem in neuerer Zeit fast allgemein aus Eisen gebildeten Gestelle, welches einen aus Eisenblech bestehenden Wasserbehälter trägt und genügenden Raum zur Aufnahme des erforderlichen Brennmaterials darbietet. Während das Wasserquantum des

Fig. 360.

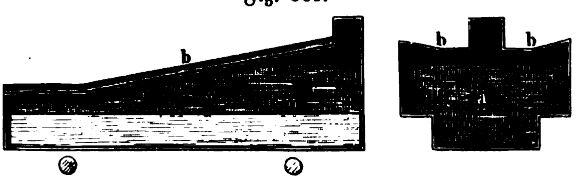


Tenders in früherer Zeit meist nicht über 4000 Liter betrug, führt man jetzt, den gesteigerten Leistungen der Locomotiven entsprechend, den Wasserbehälter häufig mit einem Gehalt von 8,5 cbm und darüber aus. Bei den älteren Tendern und vielfach auch noch bei den neueren erhält der Wasserbehälter im Grundrisse die Hufeisenform, Fig. 360, so daß das Brennmaterial in dem mittleren Theile *a* und über den seitlichen Wangen *b* seinen Platz findet. Da hierbei der Schwerpunkt des Wasserkastens sehr hoch zu liegen kommt, so hat man neuerdings auch vielfach dem Wasserbehälter eine prismatische Form gegeben, z. B. nach Fig. 361, wobei der Theil *a* zwischen den Rahmen hängt, während die Decke *b* des Wasserkastens nicht nur nach vorn geneigt, sondern auch nach der Mitte vertieft ist, um das Herabgleiten des Brennmaterials zu befördern. Die größten Räume für das Brennmaterial sind natürlich bei den Tendern für Holz- und Torffeuerung wegen der voluminösen Beschaffenheit dieser Materialien erforderlich, zuweilen wird bei Torffeuerungen selbst noch ein besonderer Magazinwagen für Torf mitgeschleppt.

Der Tender muß besonders kräftig construirt sein, da er die ganze Zug-

kraft der Locomotive auf den dahinter gehängten Wagenzug zu übertragen hat. Demgemäß muß er an beiden Enden mit entsprechenden Zug- und

Fig. 361.



Stoßvorrichtungen versehen sein, und zwar ist das hintere Ende mit Buffern und einer Kuppelung, ähnlich denen der gewöhnlichen Wagen, versehen, wäh-

Fig. 362.

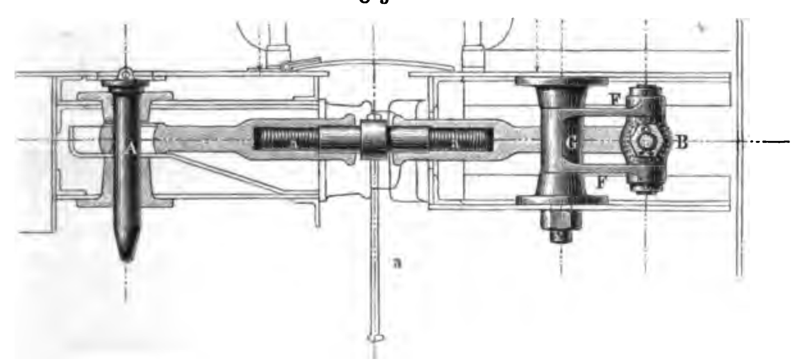
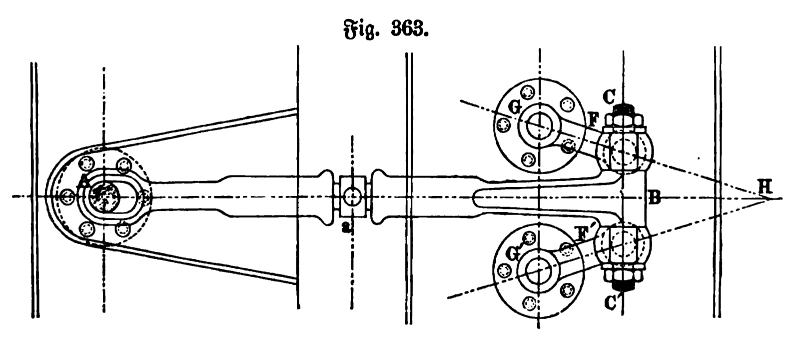


Fig. 363.



rend das Vorderende mit der Locomotive durch eine besondere Kuppelschiene mittelst Bolzen verbunden wird, welche durch die Augen an den Enden dieser Schiene gesteckt werden. Eine sehr empfehlenswerthe, in Frankreich und Belgien vielfach angewandte Tenderkuppelung ist die Strabal'sche, in den Figuren 362 und 363 dargestellte *). Hier ist die mit der Schrauben-

*) Aus Petzholdt, Transportmittel.

spannvorrichtung *a a* versehene Kuppelschiene durch den Bolzen *A* mit dem Tender verbunden, während das andere Ende *B* durch die Gelenkglieder *F* an die am Führerstande der Locomotive festen Bolzen *G* angeschlossen ist. Letztere Anordnung hat den Zweck, die Zugkraft auch in Curven in der Richtung der Maschinenaxe auszuüben.

Fig. 364.

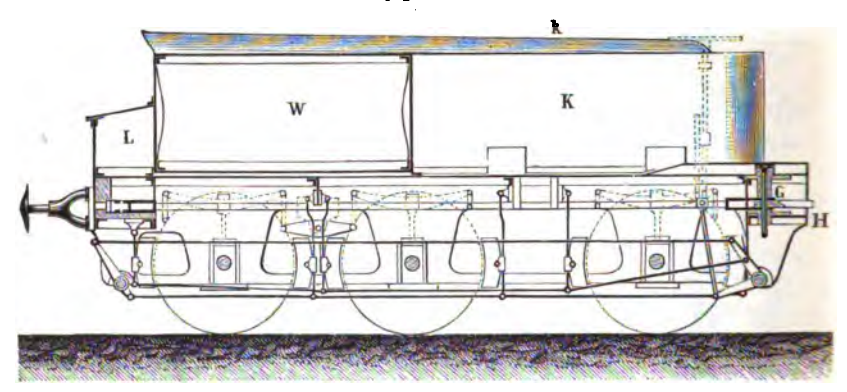
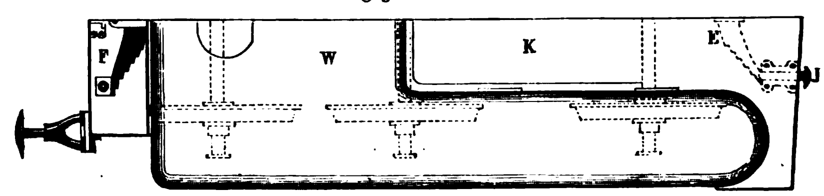


Fig. 365.



Bei den dreiaxigen Tendern pflegt man zwei Federn auf jeder Seite durch je einen Balancier zu verbinden, eine Querfeder über der dritten Axe wird aber in der Regel nicht angewendet, so daß also das ganze Tendergestell in vier Punkten unterstützt wird. An jedem Tender ist ferner eine solide Bremse angebracht, deren Wirkung bei dem beträchtlichen Gewichte des Tenders eine sehr kräftige ist. Daß jeder Tender mit der entsprechenden Füllöffnung zur Aufnahme von Wasser sowie mit einem Wasserstandszeiger (Glasröhre oder Schwimmer) versehen ist, bedarf nur der Erwähnung. Die beiden Speisevorrichtungen der Locomotive stehen jede für sich mit dem Wasserkasten durch besondere Saugröhren in Verbindung, welchen mit Hülfe von Kugelgelenken und Stopfbüchsen die erforderliche Biegsamkeit ertheilt ist. Wenn der Tender zum Vorwärmen durch Dampf eingerichtet ist, so wird der (gebrauchte oder frische) Dampf durch abstellbare W ä r m e r ö h r e n in die Saugleitungen geführt. Die ganze Anordnung ersieht sich am besten

aus den Figuren 364 und 365, welche einen gebräuchlichen Tender einer gekuppelten Personenzugmaschine vorstellen. Hier bedeutet *W* den hufeisenförmigen Wasserbehälter, welcher im Innern den Raum *K* für die Kohlen bildet, der durch den auf den Wasserkasten gesetzten, nach außen geschweiften Rand *k* noch besonders vergrößert wird. Von den drei Axen sind die Federn der mittleren und hinteren auf jeder Seite durch einen Balancier verbunden. Die Querfeder *F* am hinteren Ende dient zur Aufnahme der gewöhnlichen Wagenkuppelung, während an die Querfeder *E* die Kuppelstange *H* der Locomotive mit Hülfe des Kuppelungsbolzens *G* angeschlossen ist, wobei gleichzeitig die Federenden gegen die Stoßbuffer *J* sich stemmen. Die Einrichtung der Bremse, welche jedes Rad beiderseits mit Bremsklötzen preßt, ist nach dem in §. 71 über Bremsen Gesagten aus der Figur erklärlich. Der an der hinteren Stirnwand des Tenders befindliche Behälter *L* dient als Werkzeugkasten.

Wenn die Mitführung eines größeren Wasser- und Brennmaterialquantums unter Umständen nicht erforderlich ist, z. B. beim Rangiren auf Bahnhöfen und beim Befahren kurzer Strecken, so pflegt man einen besonderen angehängten sogenannten Schlepptender nicht anzuwenden, indem man auf der Locomotive selbst kleinere Behälter anordnet, welche dem geringeren Bedürfnisse an Wasser und Kohlen genügen. Solche Locomotiven, bei welchen der gedachte Wasserbehälter bald oberhalb, bald unterhalb, bald zu beiden Seiten des cylindrischen Kesseltheiles angebracht ist, heißen Tenderlocomotiven. Dieselben gewähren für den Rangirdienst insbesondere noch den Vortheil, daß sie beim Hin- und Rückfahren nicht gewendet zu werden brauchen, wie es für die Locomotiven mit Schlepptendern nöthig ist.

Ein anderer Vorzug, welcher den Tenderlocomotiven eigen ist, besteht darin, daß das Munitionsgewicht (Wasser und Kohlen) hierbei, soweit es auf Kuppelaxen drückt, zur Erzeugung von Adhäsion verwendet wird, daher die Ausübung größerer Zugkräfte gestattet. Dies ist der Grund, warum man schwere Güterzugmaschinen mit drei und vier gekuppelten Axen häufig als Tenderlocomotiven construirt und dabei oft ganz erhebliche Wasserbehälter anordnet (zwischen 4 und 8 cbm). Für Bahnlinien mit starken Steigungen, wo es auf Erzeugung möglichst großer Adhäsion vorzugsweise ankommt, ist die Mitbenutzung des Tendergewichtes zu diesem Zwecke ganz besonders wichtig, und es ist daher an Gebirgsmaschinen als unerläßliche Bedingung diejenige zu stellen, daß sie Tenderlocomotiven sein sollen.

In dieser Beziehung sind besonders die älteren Semmeringmaschinen nach dem System Engerth bemerkenswerth, bei welchen der Rahmen der Locomotive mit demjenigen des Tenders durch einen verticalen Zapfen zusammengeschlossen war, und bei welchen die beiden gekuppelten Axen des Tenders

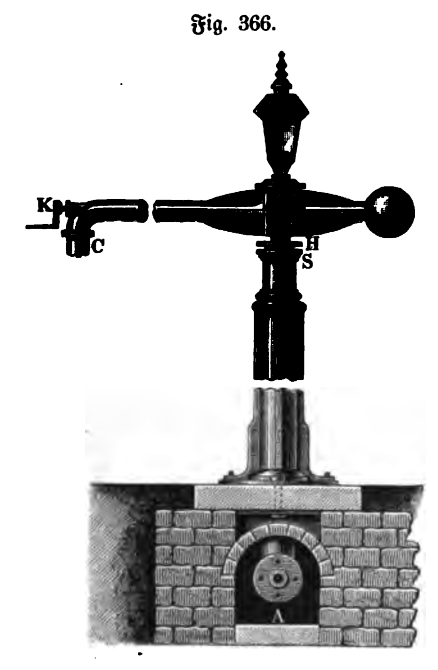
von der Triebaxe der Locomotive, welche ihrerseits mit den noch vorhandenen beiden anderen Maschinenaxen gekuppelt war, ihre Bewegung durch eine Verbindung dreier Zahnräder empfing. Hierdurch entstand eine Verkuppelung aller fünf Axen, zwei des Tenders und drei der Maschine, deren Belastung daher vollständig zur Adhäsionserzeugung benutzt wurde. Nur die Uebelstände des Zahnradbetriebes veranlaßten ein Aufgeben dieser Bewegungsübertragung, dagegen behielt man bei den späteren Engerth-Maschinen (s. unten) die erwähnte Kuppelung der Maschine und des Tenders durch einen Bolzen bei, welcher zufolge die weit überhängende Feuerkiste des Kessels durch die vordere Tenderaxe gestützt wird. Man kann demgemäß bei dieser Anordnung den Tender als ein um den Kuppelungsbolzen drehbares Hintergestell (Bisselgestell) ansehen, dessen Belastung natürlich nach dem Wegfall des Zahnradtriebes nicht auf Adhäsion wirkt.

In ähnlicher Art ist auch der Tender mit der Maschine bei der Berglocomotive „Steyerdorf" (System Fink) in Verbindung gebracht, nur geschieht dabei die Bewegungsübertragung zwischen der hinteren (Trieb-)Axe der Locomotive mit der vorderen Tenderaxe durch eine über der letzteren gelagerte Blindaxe, welche mit jenen ersteren Axen durch ein System von Parallelkurbeln auf jeder Seite verbunden ist. Vermöge dieser Anordnung und der Kuppelung der drei Maschinenaxen unter sich, sowie der beiden Tenderaxen mit einander wird auch hier das ganze Gewicht von Maschine und Tender zur Erzeugung von Adhäsion wirksam gemacht. Schließlich kann bemerkt werden, daß man auch (in England und Belgien) den Tender mit einer besonderen zweicylindrigen Dampfmaschine versehen hat, für welche die eine Tenderaxe als Triebaxe dient, während die andere Tenderaxe mit der ersteren gekuppelt ist. Den zum Betriebe nöthigen Dampf empfängt diese Maschine aus dem Locomotivkessel, während der gebrauchte Dampf durch ein Röhrensystem im Innern des Tenders geführt wird, um daselbst durch seine Condensation eine Vorwärmung des Tenderwassers zu bewirken. Die Bedienung der Maschine geschieht durch dasselbe Personal, welches die Locomotive überwacht. Außer in Belgien (Grand Central Belge) und auf einigen englischen Bahnen sind solche Motortender nicht zur Anwendung gekommen.

Die Erneuerung des Wasservorraths geschieht nach Erforderniß auf den sogenannten Wasserstationen, welche zu dem Ende mit Wasserkrahnen nach Art von Fig. 366 versehen sind. Das durch die Röhre A von den betreffenden Reservoiren zugeführte Wasser gelangt durch das verticale Standrohr AB nach dem in einer Stopfbüchse S drehbaren Schnabel BC und fließt durch die Mündungen C in die Füllöffnung des Tenders. Durch die Kurbel K oder eine sonstige Vorrichtung wird ein entsprechendes Absperrventil bewegt. Mit diesem Wassereinnehmen ist immer ein Zeitaufenthalt von 5 bis 15 Minuten verbunden,

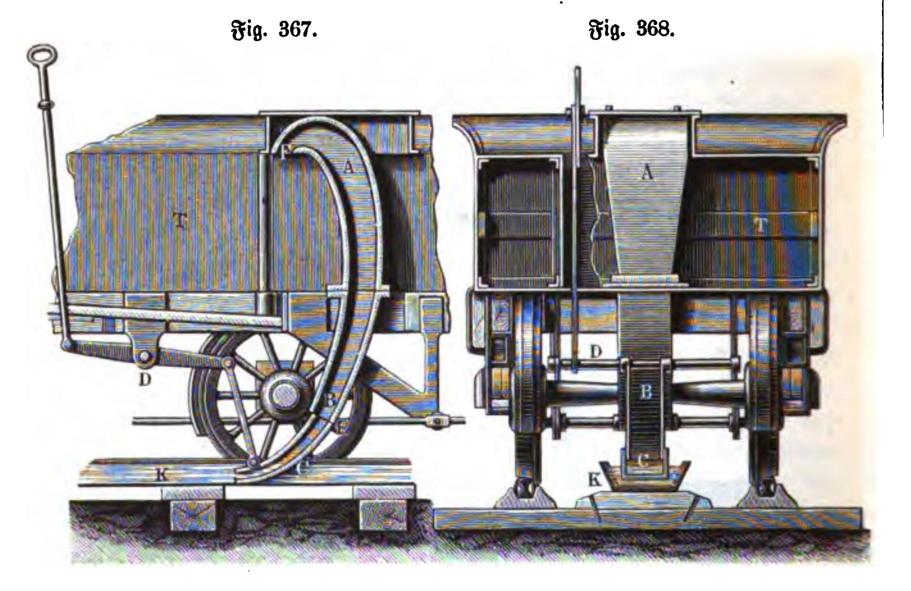
und man hat, um denselben zu vermeiden, auf englischen Bahnen mit Erfolg eine Einrichtung angewendet, welche die Einnahme des Wassers während der Fahrt ermöglicht. Diese sinnreiche, von **Ramsbottom** zuerst auf der North-Western-Bahn ausgeführte Einrichtung ist aus den Figuren 367 u. 368 (a. f. S.) ersichtlich. Hierbei geht von dem Wasserraume des Tenders T nach unten ein verjüngtes Rohr AB aus, an dessen unterem Ende ein Mundstück C drehbar um E angebracht ist, welches durch eine Hebelverbindung D nach Erforderniß gesenkt und gehoben werden kann. An denjenigen Stellen, wo ein Aufnehmen von Wasser geschehen soll, findet sich nun zwischen den Schienen eine canalförmige gußeiserne Rinne K von größerer Länge (400 m), welche fortwährend mit Wasser gefüllt erhalten wird. Wenn daher bei der Passirung des Tenders das Mundstück C des Schöpfrohres zum Eintauchen in das Wasser dieser Rinne gebracht wird, so wird vermöge der Geschwindigkeit v des Rohres das Wasser in demselben in ähnlicher Art zum Aufsteigen gezwungen, wie dies bei der **Pitot**'schen Röhre (Thl. I, §. 519) der Fall ist. Bezeichnet man mit h die verticale Höhe der Ausgußmündung F über dem Wasserspiegel der Rinne, so würde, unter μ den Widerstandscoefficienten des Rohres AC verstanden, eine Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh(1+\mu)}$ genügend sein, um das Wasser bis zur Höhe des Ausgusses F emporzuwerfen. Nimmt man die Höhe h etwa gleich 3 m an und setzt einen Widerstandscoefficienten $\mu = 0{,}5$ voraus, so würde die mindestens erforderliche Geschwindigkeit des Zuges zu $v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 3 \cdot 1{,}5}$ $= 9{,}4$ m erforderlich sein. Da die Geschwindigkeit der Personenzüge immer größer zu sein pflegt, so wird der hierdurch erzeugte Ueberdruck das Wasser mit einer großen Geschwindigkeit durch den Ausguß F in den Tender treiben. Um diese Eintrittsgeschwindigkeit möglichst herabzuziehen, ist daher der Ausgußöffnung F ein Querschnitt gegeben, welcher die Schöpfmündung C gegen zehnmal enthält. Das durch diesen Apparat in den Tender geförderte

Fig. 366.



Wasser ergab sich auf der genannten Bahn bei den Schnellzügen zu 5000 Liter in 20 Secunden. Diese Einrichtung, welche neben der Zeit-

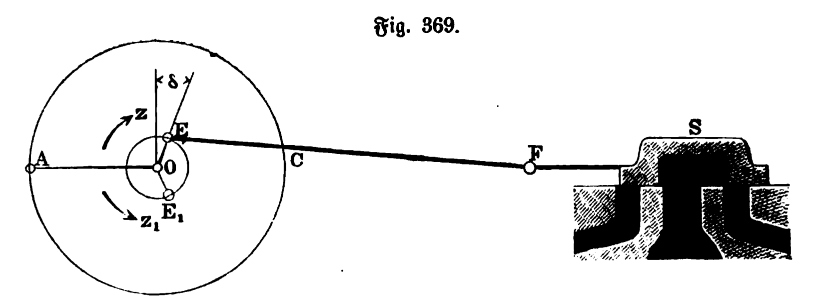
Fig. 367. Fig. 368.



ersparniß auch den Vortheil gewährt, daß die Tender erheblich kleiner werden können, hat sich gut bewährt, in Deutschland dürfte ihrer Einführung indeß der strengere Winter im Wege stehen.

§. 81. Locomotivsteuerungen. Die regelrechte Vertheilung des Dampfes vor und hinter dem Kolben jedes Cylinders geschieht bei allen Locomotiven

Fig. 369.



durch den gewöhnlichen einfachen Muschelschieber, wie er in Thl. II bei Besprechung der Dampfmaschinen specieller behandelt worden ist. Zum besseren Verständnisse der Locomotivsteuerungen möge davon hier nur das Folgende

wiederholt werden. Ist O, Fig. 369, die Welle einer Dampfmaschine, deren Kolbenbewegung die Richtung AC habe, so hat man den Excenter E, welcher die Bewegung des Schiebers S bewirkt, gegen die Kurbel OA um einen Winkel $90^0 + \delta$ in der Richtung der Bewegung vorangehen zu lassen, wenn δ den Voreilungswinkel bedeutet. Ueber den Zweck und die Größe des Voreilungswinkels δ bei gewöhnlichen Dampfmaschinen ist in Thl. II das Nähere angegeben. Für eine Drehung der Welle O rechtsum im Sinne des Pfeils z muß daher der Mittelpunkt des Steuerexcenters in der Todtlage OA der Kurbel die Lage E, dagegen für die entgegengesetzte Drehung im Sinne des Pfeils z_1 die Lage E_1 erhalten.

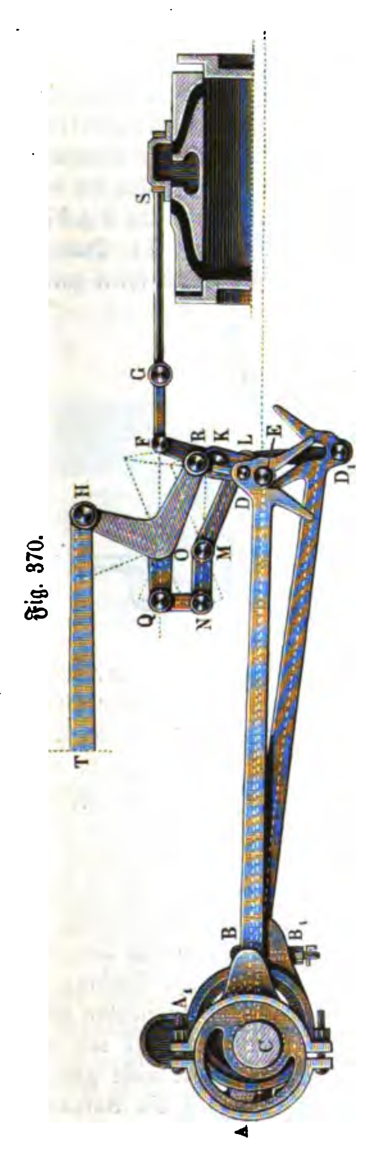


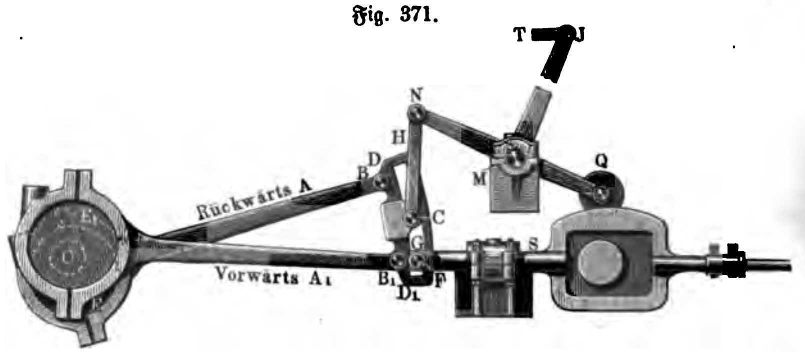
Fig. 370.

Hieraus ergiebt sich sogleich, daß man Locomotivmaschinen nach Belieben linksum und rechtsum wird bewegen können, wenn man für jeden Schieber zwei verschiedene excentrische Scheiben in den Stellungen E und E_1 anordnet, von denen man jeder einzelnen die Bewegung des Schiebers übertragen kann. In der That beruhen fast alle Locomotivsteuerungen auf diesem Princip der Wirkung zweier Excenter, wenn auch solche Steuerungen vorkommen, welche nur eines Excenters bedürfen, worüber im Folgenden ein Näheres angegeben werden wird. Die Möglichkeit, nach Belieben dem einen oder dem anderen Excenter die Schieberbewegung zu übertragen, erreichte man bei den ersten Locomotiven dadurch, daß man nach Fig. 370 die Enden der beiden Excenterstangen zu Gabeln DD_1 ausbildete, in deren Einschnitt sich der Zapfen E eines um K schwingenden Hebels EF einlegte, welcher Hebel an seinem anderen End-

zapfen F die Schieberstange GS bewegte. In welcher Weise durch die vom Führer bewegte Zugstange T eine Schwingung der beiden um O und M drehbaren Hebel HQR und NL und damit ein Ausheben der einen Gabel und Einrücken der anderen veranlaßt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich.

Diese **Gabelsteuerung** findet man heute so gut wie nicht mehr in Gebrauch, statt dessen haben sich allgemein die sogenannten **Coulissensteuerungen** eingebürgert, bei welchen der die Schieberstange bewegende Bolzen in einem Rahmen, der **Coulisse**, geführt wird, welcher von den beiden Excentern in eine schwingende Bewegung versetzt wird. In Fig. 371 ist die **Stephenson'sche Coulissensteuerung** dargestellt. Die Stangen A und A_1 der beiden Excenter E und E_1 greifen hierbei mit ihren gabel-

Fig. 371.



förmigen Köpfen B und B_1 an den Augen der Coulisse DD_1 an, welche als ein um die Mitte C drehbarer Hebel anzusehen ist, in dessen schlitzförmiger Durchbrechung der Gleitblock G sich führt, durch welchen der Bolzen F für die Schieberstange S hindurchgeht. Die Coulisse ist in dem Punkte C an zwei Hängestangen H gehängt, so daß mit Hülfe des Winkelhebels JMN durch die Zugstange T eine Hebung oder Senkung der Coulisse geschehen kann, welche durch das Gegengewicht Q sowie durch die zur Welle O concentrische Form der Coulisse erleichtert wird. Es ist deutlich, daß bei der in der Figur gezeichneten höchsten Lage der Coulisse die Bewegung des Bolzens F und der Schieberstange S vornehmlich durch den Vorwärtsexcenter E_1 bewirkt wird, während bei vollständiger Senkung der Coulisse die Schieberstange von dem Rückwärtsexcenter E angetrieben wird. In der mittleren Coulissenstellung, in welcher der Gleitblock G mit dem Aufhängepunkte C zusammenfällt, wird der Schieber zwar nicht gänzlich still stehen, sondern an der um N pendelnden Bewegung des Aufhängepunktes C Theil nehmen; eine Bewegung, wie sie zu einer regelrechten Dampfvertheilung erforderlich ist, wird dem Schieber dabei aber nicht er-

theilt, so daß diese mittlere Lage der Coulisse einem Stillstande der Maschine entspricht. In den Zwischenstellungen der Coulisse zwischen der mittleren und den äußersten Lagen wird eine Vorwärts- oder Rückwärtssteuerung der Maschine erreicht werden, je nachdem die untere oder obere Bogenhälfte der Coulisse mit dem Gleitblocke G in Berührung tritt. Hierbei ist es eine vorzügliche Eigenschaft der Coulisse, sowohl für den Vorwärtsgang wie für den Rückgang ein veränderliches Expansionsverhältniß zu erzeugen, je nach dem verschiedenen Betrage, um welchen die Coulisse aus ihrer mittleren Lage gebracht wird, wie sich aus der folgenden Untersuchung der Bewegung ergeben wird.

Anstatt die Coulisse durch den Stellhebel zu senken und zu erheben, hat man bei einer anderen Anordnung (Steuerung von Gooch) die Coulisse DD_1 in dem Punkte C, Fig. 372, mittelst der Hängeschiene H fest aufgehängt,

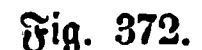
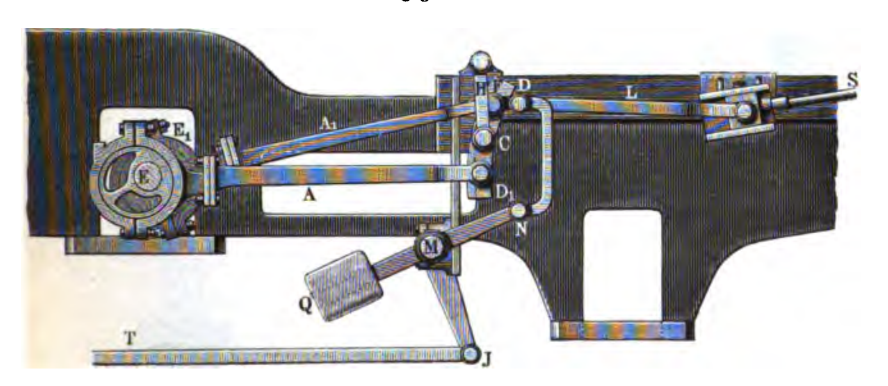


Fig. 372.



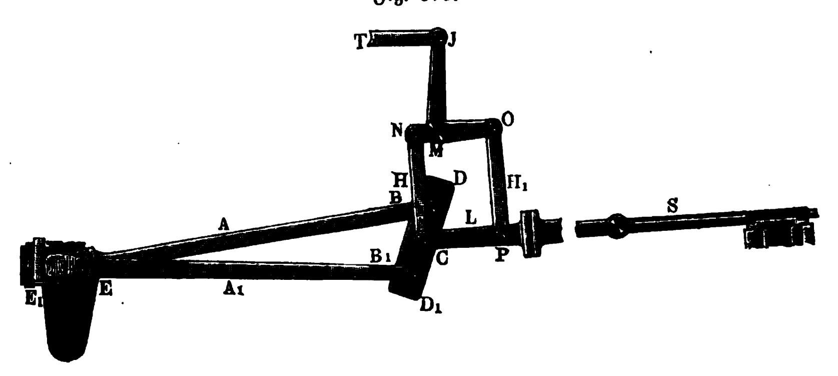
und zwischen den Bolzen F des Gleitstückes und der Schieberstange S eine besondere Lenkstange L eingeschaltet, welche durch den Hebel JMN gehoben oder gesenkt werden kann. Hierbei erhält die Coulisse eine Krümmung entgegengesetzt derjenigen der Stephenson'schen, und zwar ist die Länge der Lenkerstange L als Krümmungshalbmesser für die Coulisse zu wählen. Diese Anordnung, welche, wie die folgende Untersuchung zeigen wird, hinsichtlich der Dampfvertheilung gewisse Vortheile vor der Stephenson'schen gewährt, erfordert wegen der eingeschalteten Lenkerstange eine größere Constructionslänge und ist daher nicht in allen Fällen bequem anwendbar.

Endlich hat man auch den Steuerungsmechanismus so angeordnet, daß durch das Stellzeug gleichzeitig ein Heben der Coulisse D durch die Stange NC, Fig. 373 (a. f. S.), und ein Senken der Lenkerstange L durch die Stange OP stattfindet, bei welcher Construction unter gewissen Verhältnissen die Coulisse eine gerade Form erhält. Diese von Allan angegebene Con-

struction, für welche die leichtere Ausführbarkeit der Coulisse spricht, bedarf, ebenso wie die Gooch'sche, einer größeren Constructionslänge, wegen der vorhandenen Lenkerstange.

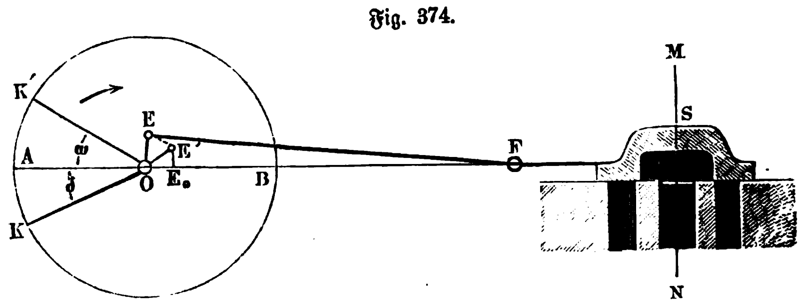
Um die Bewegungsverhältnisse der Coulissensteuerungen zu untersuchen, sei von dem einfachen Muschelschieber S, Fig. 374, ausgegangen, welcher

Fig. 373.



seine Bewegung von dem gewöhnlichen Excenter E der Kurbelwelle O erhält. Es sei der Schieber in seiner mittleren Stellung vorausgesetzt, so daß

Fig. 374.



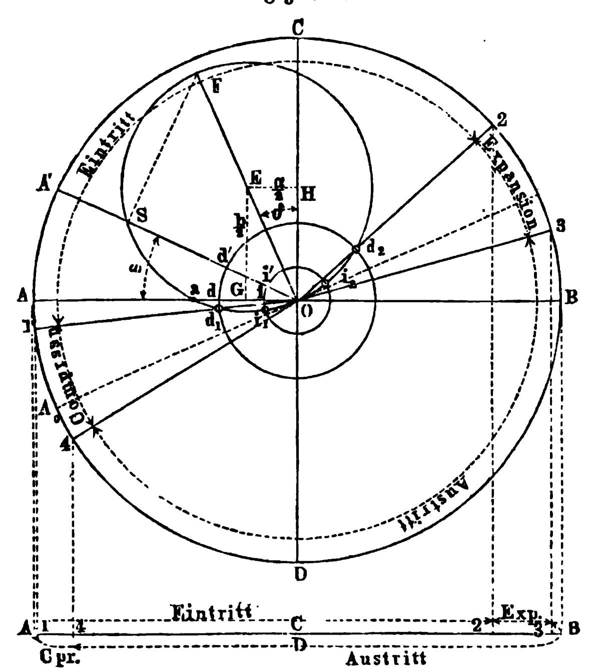
seine Mitte S in die Mittellinie MN des Schieberspiegels hineinfällt. Die dieser mittleren Lage entsprechende Stellung des Excenters kann man dann, da die Länge $l = EF$ der Excenterstange gegen die Excentricität $r = OE$ immer sehr groß ist, in OE senkrecht zu der Richtung OF der Schieberbewegung annehmen, ohne einen merklichen Fehler zu begehen. In dieser vorausgesetzten mittleren Schieberstellung steht bekanntlich die Kurbel OK noch um einen gewissen Winkel, den Voreilungswinkel, von dem todten Punkte zurück, und es mögen A und B die todten Punkte, daher $AOK = \delta$ der Voreilungswinkel sein. Denkt man sich nunmehr die Kurbel in ihrem Bewegungssinne gedreht, so daß sie eine Lage OK' einnimmt, welche von

dem todten Punkte um den beliebigen Winkel $A O K' = \omega$ absteht, so ist der Mittelpunkt E des Excenters in eine Lage E' gelangt, so daß $E O E' = \delta + \omega$ ist. Der Punkt F und daher der Schieber S hat sich daher aus dessen mittlerer Lage um die Größe

$$s = O E_0 = r \sin (\delta + \omega)$$

seitlich verschoben, da, wie schon erwähnt, die Excenterstange l immer so groß gegen r ist, daß man das Verhältniß $\frac{r}{l}$ vernachlässigen kann. Man hat also für irgend eine Drehung ω der Kurbel, von einem todten Punkte aus

Fig. 375.



gerechnet, die Verschiebung des Schiebers von seiner mittleren Stellung aus durch

$$s = r \sin (\delta + \omega)$$

gefunden.

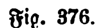
Diese Größe läßt sich nach Zeuner*) leicht graphisch darstellen, wenn man in Fig. 375 an die Todtlage $O A$ der Kurbel den Winkel $A O F = 90^0 - \delta$ anträgt, und über der Geraden $O F$ mit dem Durchmesser

*) Zeuner, Die Schiebersteuerungen.

$OF = r$ gleich der Excentricität des Excenters einen Kreis, den sogenannten Schieberkreis, beschreibt. Denkt man sich nämlich die Kurbel von der Todtlage OA um einen beliebigen Winkel $AOA' = \omega$ in die Lage OA' gedreht, so ist die in diese Richtung fallende Sehne OS des gedachten Kreises gleich dem Wege s, um welchen der Schieber aus seiner mittleren Stellung nach rechts geschoben ist, denn man hat nach der Figur immer

$$OS = OF \cos FOS = r \cos (90^0 - \delta - \omega) = r \sin (\delta + \omega) = s.$$

Die mittlere Stellung des Schiebers erhält man z. B. in derjenigen Kurbellage OA_0, welche den Schieberkreis tangirt, während in der Todtlage der Kurbel OA die Verschiebung des Schiebers durch Oa gegeben ist. Ebenso groß würde auch die Eröffnung des linksseitigen Dampfeinströmungscanals sowie diejenige des rechtsseitigen Ausströmungscanals sein, wenn die Schieberlappen in der mittleren Lage gerade nur die Dampfcanäle verdeckten. Nimmt man aber an, daß die Ueberlappung der äußeren Kanten $HJ = H_1 J_1$, Fig. 376, gleich d und die innere Ueberlappung $KL = K_1 L_1 = i$ sei, so erhält man in dem Diagramme, Fig. 375, in der Todtlage der Kurbel OA die Oeffnung des Dampfeinströmungscanals gleich ad, wenn $Od = d$ gemacht wird, und ebenso die Größe der freien Ausströmung in ai, sobald man Oi gleich der inneren





Deckung i macht. Zeichnet man noch um O die Kreise mit Od und Oi als Radien, so erhält man für jede Kurbelstellung wie z. B. OA' in den Strecken Sd' und Si' zwischen dem Schieberkreise und den Deckungskreisen die Weite der augenblicklichen Eröffnung für den Dampfeintritt bezw. Austritt. Das Diagramm giebt daher ein anschauliches Bild von der Vertheilung und Wirkung des Dampfes. Offenbar geben die Durchschnittspunkte d_1 und d_2 des Schieberkreises mit dem Kreise der äußeren Ueberdeckung die Kurbellagen $O1$ und $O2$, in welchen der Dampfeintritt beginnt und bezw. aufhört, während man ebenso in Oi_1 die Stellung $O3$ der Kurbel erhält, in welcher der Dampf anfängt auszutreten und die Kurbelstellung $i_2 O 4$ dem Ende des Austrittes angehört. Demgemäß entspricht der Winkel $2 O 3$ der Expansionswirkung des Dampfes, insofern der Dampfeintritt in der Kurbelstellung $O2$ aufhört und der Austritt erst in der Stellung $O3$ beginnt, wogegen während der Kurbeldrehung um den Winkel $4 O 1$ eine Compression stattfindet, da in der Stellung $O4$ der Austrittscanal geschlossen ist, und erst in $O1$ neuer Dampf zugeführt wird.

Aus der Figur erkennt man beiläufig, daß diese beiden Winkel immer von gleicher Größe sind.

Ein ganz analoges Diagramm, wie es hier für die einfache Excenterbewegung gefunden worden, gilt auch für die Coulissensteuerungen, wie sich aus der folgenden Ermittelung ergiebt.

Die oben gefundene Gleichung für die Bewegung des Schiebers aus der mittleren Lage $s = r \sin (\delta + \omega)$ kann man auch schreiben:

$$s = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega = a \cos \omega + b \sin \omega,$$

wenn man die für eine vorliegende Steuerung constanten Größen $r \sin \delta = a$ und $r \cos \delta = b$ setzt. Diese Größen a und b haben auch eine geometrische Bedeutung, indem sie nach Fig. 375 die doppelten Coordinaten des Schieberkreismittels

$$EH = \frac{r}{2} \sin \delta = \frac{a}{2} \text{ und } EG = \frac{r}{2} \cos \delta = \frac{b}{2}$$

darstellen. Wenn daher bei der Coulissensteuerung der Weg s des Schiebers sich ebenfalls durch eine Formel

$$s = A \cos \omega + B \sin \omega$$

Fig. 377.

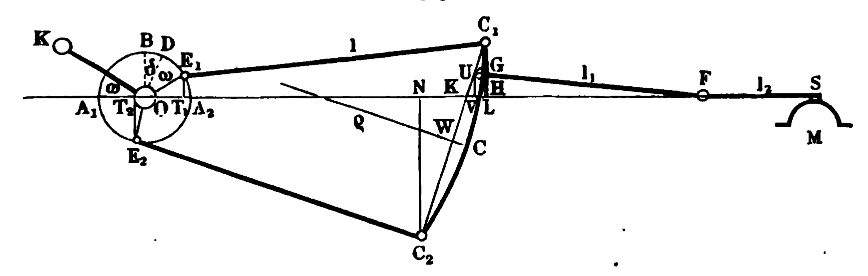
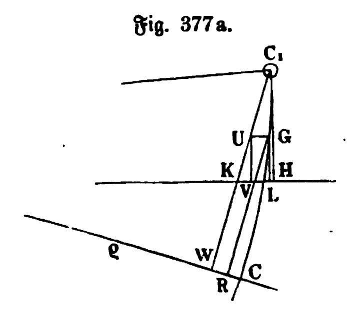


Fig. 377a.



ausdrücken läßt, so wird auch hierfür in derselben Art das Diagramm durch einen Schieberkreis gebildet werden, dessen Mittelpunkt die rechtwinkeligen Coordinaten $\frac{A}{2}$ und $\frac{B}{2}$ hat.

Um den Weg s des Schiebers von dessen Mittellage aus bei einem beliebigen vom todten Punkte aus gerechneten Drehungswinkel ω der Kurbel zu bestimmen, sei in Fig. 377 der allgemeinste Fall angenommen, d. h. gleichzeitig eine Senkung der Coulisse um LC und eine Hebung der Lenker-

stange FG um LG vorgenommen. Es möge C der Mittelpunkt der Coulisse, c deren halbe Länge CC_1 und ϱ ihr Krümmungsradius sein; die Bogenlänge, oder was bei der geringen Krümmung der Coulisse nahe dasselbe ist, die Sehne CL sei mit e_1 und diejenige CG mit e bezeichnet, und α sei der Winkel $C_2 C_1 H$, welchen die Sehne $C_1 C_2$ der Coulisse mit der Normalen $C_1 H$ zur Schieberbewegung OF bildet. Da dieser Winkel immer nur klein sein wird, so kann man mit hinreichender Genauigkeit $\cos \alpha = 1$ setzen. Ferner sei l die Länge einer Excenterstange $E_1 C_1 = E_2 C_2$, l_1 diejenige der Schieberschubstange GF und l_2 die Länge der Schieberstange von F bis zur Schiebermitte MS, während r die Excentricität und δ den Voreilungswinkel BOD jedes Excenters bedeuten soll.

Man hat nun zunächst für irgend eine Drehung der Kurbel um den Winkel $A_1 OK = \omega$ den Abstand der Schiebermitte S von der Welle O:

$$OS = OT_1 + T_1 H - HV + VL + LF + FS.$$

Diese einzelnen Strecken drücken sich nun folgendermaßen aus:

$$OT_1 = r \sin(\omega + \delta),$$
$$T_1 H = \sqrt{l^2 - [(c - e_1)\cos\alpha - r\cos(\omega + \delta)]^2}$$
$$= l - \frac{(c - e_1)^2}{2l} + \frac{(c - e_1) r \cos(\omega + \delta)}{l},$$

wenn $\cos \alpha = 1$ gesetzt wird, und man die folgenden Glieder der Reihe als klein vernachlässigt. Ferner ist

$$VL = UG = \frac{1}{\cos \alpha}(WC - RC) = \frac{c^2 - e^2}{2\varrho},$$
$$LF = \sqrt{l_1^2 - (e - e_1)^2 \cos^2 \alpha} = l_1 - \frac{(e - e_1)^2}{2 l_1},$$

und

$$FS = l_2.$$

Den Abschnitt HV hat man $HV = C_1 U \sin \alpha = (c - e) \sin \alpha$, und es handelt sich daher zunächst um die Bestimmung von $\sin \alpha$. Man hat nach der Figur:

$$\sin \alpha = \frac{NH}{C_1 C_2} = \frac{T_2 T_1 + T_1 H - T_2 N}{2c}$$

und

$$T_2 T_1 = T_2 O + O T_1 = r \sin(\omega - \delta) + r \sin(\omega + \delta)$$
$$= 2 r \sin \omega \cos \delta,$$

ferner war

$$T_1 H = l - \frac{(c - e_1)^2}{2l} + \frac{c - e_1}{l} r \cos(\omega + \delta),$$

und ebenso ist:

$$T_2 N = \sqrt{l^2 - [(c + e_1) - r\cos(\omega - \delta)]^2}$$
$$= l - \frac{(c + e_1)^2}{2l} + \frac{c + e_1}{l} r \cos(\omega - \delta),$$

daher folgt

$$NH = 2r \sin\omega \cos\delta + \frac{4ce_1}{2l} - \frac{2e_1}{l} r \cos\omega \cos\delta - \frac{2c}{l} r \sin\omega \sin\delta$$

und

$$\sin\alpha = \frac{NH}{2c} = \frac{r}{c} \sin\omega \cos\delta + \frac{e_1}{l} - \frac{e_1 r}{cl} \cos\omega \cos\delta - \frac{r}{l} \sin\omega \sin\delta.$$

Setzt man diesen und die obigen Werthe in den Ausdruck für OS ein, so erhält man nach entsprechender Reduction:

$$OS = r\left(\sin\delta + \frac{c^2 - ee_1}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega + r\left(\frac{e}{c}\cos\delta - \frac{e - e_1}{l}\sin\delta\right)\sin\omega$$
$$+ l + l_1 + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2\varrho} - \frac{c^2 - 2ee_1 + e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1},$$

oder

$$OS = A\cos\omega + B\sin\omega + C,$$

wenn man

$$r\left(\sin\delta + \frac{c^2 - ee_1}{cl}\cos\delta\right) = A,$$
$$r\left(\frac{e}{c}\cos\delta - \frac{e - e_1}{l}\sin\delta\right) = B$$

und

$$l + l_1 + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2\varrho} - \frac{c^2 - 2ee_1 + e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1} = C$$

setzt.

Wenn man in diesem Ausdrucke für OS entsprechend den todten Punkten A_1 und A_2 für ω die Werthe Null und π einführt, so erhält man die den todten Punkten entsprechenden Abstände der Schiebermitte S von O zu

$$OS_1 = A\cos 0 + B\sin 0 + C = A + C$$

und

$$OS_2 = A\cos\pi + B\sin\pi + C = -A + C.$$

Nun wird die Länge l_2 der Schieberstange immer auf gleiches Voreilen, d. h. so regulirt, daß die Schiebermitte S in den Todtlagen um genau gleiche Größen von der Mitte M des Schieberspiegels nach beiden Seiten hin absteht, demzufolge die Entfernung OM der Mitte des Schieberspiegels von der Axe durch

$$OM = \frac{OS_1 + OS_2}{2} = C$$

gegeben ist. Folglich ergiebt sich schließlich die einem Drehungswinkel ω

der Kurbel zukommende Verschiebung s des Schiebers aus seiner mittleren Stellung zu

$$s = OS - OM = A \cos \omega + B \sin \omega.$$

Hiermit ist bewiesen, daß auch bei den Coulissensteuerungen ebenso wie bei der einfachen Excentersteuerung die Bewegung des Schiebers durch die Polarcoordinaten eines durch den Axenpunkt O gehenden Schieberkreises dargestellt ist, dessen rechtwinkelige Coordinaten bezw. durch

$$\frac{1}{2} A = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c^2 - e e_1}{c l} \cos \delta \right)$$

und

$$\frac{1}{2} B = \frac{r}{2} \left(\frac{e}{c} \cos \delta - \frac{e - e_1}{l} \sin \delta \right)$$

gefunden werden. Diese Beziehung gilt ganz allgemein für die Coulissen von Stephenson, Gooch und Allan, und es mögen für diese verschiedenen Constructionen die Eigenthümlichkeiten hier nur kurz angedeutet werden.

Bei der Stephenson'schen Coulisse wird nur die Coulisse um e bewegt, daher ist immer $e_1 = e$, und da die Schieberschubstange fortfällt, auch $l_1 = 0$, demgemäß hat man die Entfernung der Schieberspiegelmitte M von der Axe O hier:

$$OM = C = l + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2 \varrho} - \frac{c^2 - e^2}{2 l} = l + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2} \left(\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{l} \right).$$

Damit diese Bedingung der gleichen Voreilung in den todten Punkten für jede beliebige Coulissenstellung, d. h. für jeden Werth von e erfüllt sei, hat man $\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{l} = 0$ oder $\varrho = l$ zu machen, d. h. die Coulisse ist, wie schon oben angedeutet wurde, nach einem Krümmungshalbmesser gleich der Länge der Excenterstangen zu krümmen.

Was die Bewegung des Schiebers durch die Stephenson'sche Coulisse anbetrifft, so wird dieselbe, wie schon angeführt, in der oben durch Fig. 375 veranschaulichten Art durch einen Schieberkreis dargestellt, welcher indeß mit der Stellung der Coulisse seine Lage und seinen Halbmesser ändert. Es ergeben sich nämlich mit $e = e_1$ die Coordinaten für den Mittelpunkt E dieses Kreises, Fig. 378, zu

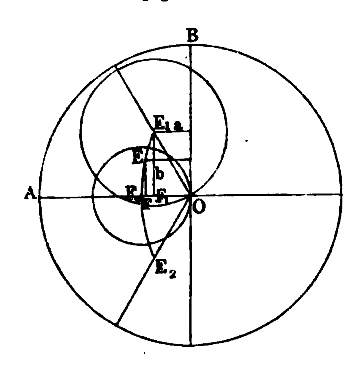
$$a = \frac{A}{2} = \frac{r}{2} \left(\sin \delta + \frac{c^2 - e^2}{c l} \cos \delta \right)$$

und

$$b = \frac{B}{2} = \frac{r}{2} \frac{e}{c} \cos \delta.$$

Denkt man sich diesen Kreis für jede Lage der Coulisse, also für alle Werthe von e zwischen $+ c$ und $- c$ gezeichnet, so werden die Mittelpunkte E aller dieser Kreise eine gewisse von Zeuner die Centralcurve genannte Linie festlegen, von welcher im vorliegenden Falle leicht zu erkennen ist, daß sie eine Parabel zur Axe OA sein muß, indem die Abscissen b wie die ersten Potenzen und die Ordinaten a wie die Quadrate einer und derselben Veränderlichen e zunehmen. Für die praktische Anwendung des Diagramms kann man anstatt dieser Parabel füglich den Kreisbogen einführen, welcher durch die drei Mittelpunkte $E_0\, E_1$ und E_2 hindurchgeht, die der Mittelstellung der Coulisse ($e = 0$) und deren beiden äußersten Stellungen ($e = \pm c$) entsprechen. Man findet durch Einführung dieser Werthe von e die Coordinaten des Punktes E_0 zu

Fig. 378.



$$a_0 = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right) \text{ und } b_1 = 0,$$

sowie von E_1 und E_2 zu

$$a_1 = \frac{r}{2}\sin\delta \text{ und } b_1 = \frac{r}{2}\cos\delta,$$

also erhält man für die äußersten Stellungen der Coulisse dieselben Schieberkreise, welche gelten würden, wenn die betreffenden Excenter den Schieber direct bewegen würden. Leicht ist es, mit Hülfe der Parabel oder des dafür gesetzten Kreises $E_1\, E_0\, E_2$ auch den Mittelpunkt des Schieberkreises für jede Zwischenstellung der Coulisse zu finden. Denkt man sich nämlich dieselbe aus der Mittellage um eine beliebige Größe $e = nc$ bewegt, so erhält man den fraglichen Mittelpunkt E einfach dadurch, daß man die Ordinate

$$EF = n\,E_1 F_1 = n\,\frac{r}{2}\cos\delta$$

macht, wie aus dem Ausdrucke

$$b = \frac{r}{2}\,\frac{e}{c}\cos\delta$$

sofort folgt.

Bei der Steuerung von Gooch hängt die Coulisse ganz fest, daher hat man $e_1 = 0$ und folglich

$$OM = C = l + l_1 + l_2 + \frac{c^2 - e^2}{2\varrho} - \frac{c^2}{2l} - \frac{e^2}{2l_1}$$

$$= l + l_1 + l_2 + \frac{c^2}{2}\left(\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{l}\right) - \frac{e^2}{2}\left(\frac{1}{\varrho} + \frac{1}{l_1}\right).$$

Damit auch diese Gleichung als Bedingung gleicher Voreilung in den todten Punkten für jedes e erfüllt sei, muß $\frac{1}{\varrho} + \frac{1}{l_1} = 0$, d. h. $\varrho = -l_1$ sein. Die Coulisse ist daher nach einem Krümmungshalbmesser gleich der Schieberschubstange l_1 zu krümmen, das negative Vorzeichen deutet an, daß der Krümmungsmittelpunkt auf der der Welle O entgegengesetzten Seite gelegen ist.

In Betreff der Schieberkreise gelten dieselben Betrachtungen, welche für die Stephenson'sche Coulisse angestellt wurden. Die Coordinaten der Schieberkreise bestimmen sich hier mit $e_1 = 0$ zu

$$a = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

und

$$b = \frac{r}{2}\left(\frac{e}{c}\cos\delta - \frac{e}{l}\sin\delta\right).$$

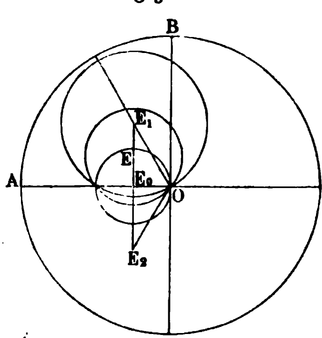


Fig. 379.

Da die Abscisse a von e ganz unabhängig ist, so folgt, daß die Centralcurve hier eine auf der Axe OA, Fig. 379, im Abstande

$$OE_0 = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$$

senkrechte Gerade $E_1 E_0 E_2$ ist. Für die äußersten Coulissenstellungen ($e = c$) hat man die Ordinate

$$b_1 = E_0 E_1 = \frac{r}{2}\left(\cos\delta - \frac{c}{l}\sin\delta\right).$$

Bei der Allan'schen Steuerung ist wegen der geraden Coulisse $\varrho = \infty$ zu setzen, daher man

$$OM = C = l + l_1 + l_2 - \frac{c^2 - 2ee_1 + e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1}$$

erhält.

Damit diese Größe von der Stellung der Coulisse unabhängig sei, muß $\frac{2ee_1 - e_1^2}{2l} - \frac{(e - e_1)^2}{2l_1} = 0$ sein. Setzt man hierin $\frac{e}{e_1} = n$, so schreibt sich diese Bedingung auch

$$\frac{2n-1}{2l} - \frac{(n-1)^2}{2l_1} = 0,$$

woraus

$$n = \frac{e}{e_1} = 1 + \frac{l_1}{l} \pm \sqrt{\left(1 + \frac{l_1}{l}\right)\frac{l_1}{l}}$$

oder

$$\frac{e - e_1}{e_1} = \frac{l_1}{l}\left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right).$$

Nur wenn die Bewegungen $e - e_1$ der Lenkerstange und e_1 der Coulisse dieses Verhältniß zu einander haben, ist die Voreilung in den beiden todten Punkten für jede Coulissenstellung von gleicher Größe.

Der Schieberweg wird auch hier durch die Polarcoordinaten eines Schieberkreises dargestellt, dessen Mittelpunkt die Coordinaten hat:

$$a = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c^2 - n e_1^2}{c\,l}\cos\delta\right)$$

und

$$b = \frac{r}{2}\left(\frac{n e_1}{c}\cos\delta - \frac{(n-1)\,e_1}{l}\sin\delta\right).$$

Diese Coordinaten legen als Centralcurve ebenfalls eine Parabel fest, für welche man mit genügender Annäherung den Kreisbogen setzen kann, welcher durch die Mittelpunkte E_0 und $E_1 E_2$ geht, welche der mittleren und bezw. den äußersten Stellungen der Coulisse entsprechen. Für die mittlere Coulissenstellung oder $e = e_1 = 0$ hat man

$$a_0 = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right), \text{ und } b_0 = 0$$

und für die äußersten Coulissenlagen, d. h. für $e = c$, also $e_1 = \frac{c}{n}$ wird

$$a_1 = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\,\frac{n-1}{n}\cos\delta\right)$$

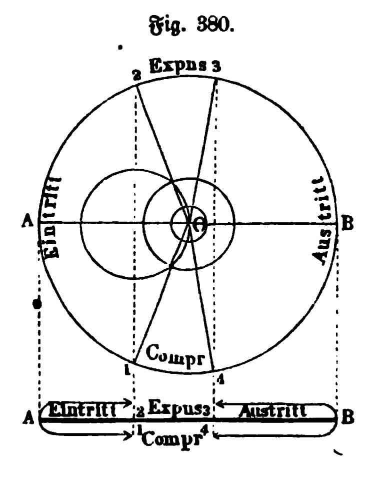
und

$$b_1 = \frac{r}{2}\left(\cos\delta - \frac{c}{l}\,\frac{n-1}{n}\sin\delta\right).$$

Aus dem Vorstehenden erkennt man, daß die Bewegung des Schiebers in der Mittelstellung der Coulisse keineswegs zu Null wird, vielmehr ist in dieser Lage bei allen drei Coulissen die Bewegung des Schiebers durch einen Schieberkreis dargestellt, dessen Halbmesser $a_0 = \frac{r}{2}\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$ gegeben ist, und dessen Mittelpunkt auf der Geraden OA gelegen ist, d. h. also,

die Bewegung des Schiebers stimmt überein mit derjenigen, welche ihm durch einen Excenter ertheilt werden würde, dessen Excentricität $r\left(\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right)$ ist, und dessen Voreilungswinkel 90° beträgt. Es ist leicht ersichtlich, daß vermöge einer solchen Schieberbewegung die Dampfmaschine nicht zum Betriebe gelangen kann, da der Eintritt des Dampfes während der Kurbeldrehung um den Winkel $1\,O\,2$, Fig. 380, stattfindet, der Dampf daher dem Kolben auf dem Wege $1\,A$ ebenso viel hinderlich entgegenwirkt, wie er ihn auf der gleichen Strecke $A\,2$ zu bewegen strebt. Ebenso ist der Kolbenweg 2 3, auf welchem Expansion stattfindet, gleich dem der Compression entsprechenden Kolbenlaufe 4 1. Wenn daher die Coulisse in die mittlere Stellung gebracht wird, so kann eine Bewegung der Dampfmaschine nicht eintreten, weshalb man diese Stellung der Coulisse als den todten Punkt derselben bezeichnet. Aus den Diagrammen, Fig. 378 und Fig. 379, ist ohne Weiteres ersichtlich, daß eine Bewegung der Coulisse nach der einen oder anderen Seite ihres todten Punktes eine solche Dampfvertheilung herbeiführen muß, in Folge deren die Maschine nach der einen oder anderen Richtung sich dreht. Ebenso zeigen die Diagramme, daß die Füllung des Cylinders um so größer, daher die Expansion um so geringer ist, je weiter die Stellung der Coulisse von ihrer Todtlage entfernt ist, d. h. je größer e gewählt wird. Man ersieht hieraus, wie die Coulissensteuerungen gleichzeitig ein Mittel abgeben, den Expansionsgrad der Maschine zu verändern. Allerdings ist mit einer größeren Expansion, wie sie durch geringe Abweichung der Coulisse von ihrer Mittellage erreichbar ist, immer auch eine entsprechend große Compressionswirkung verbunden, wie ebenfalls aus den Diagrammen hervorgeht, wodurch der absolute Effect der Maschine wesentlich herabgezogen wird. Diese Effectsverminderung scheint aber für die Oekonomie des Dampfes keineswegs so ungünstig zu sein, als man oftmals anzunehmen geneigt ist, indem die vom Kolben zu der Compression verwendete Arbeit zum großen Theile in der folgenden Periode wieder nutzbar wird. Dagegen aber ist die absolute Verminderung des Effects nicht zu vermeiden, d. h. man bedarf bei stärkerer Expansion durch die Coulisse wegen der gleichzeitigen stärkeren Compression

Fig. 380.



größerer Cylinderdurchmesser und sonstiger Maschinenabmessungen zur Erzielung eines gewissen Effectes, als sie erforderlich sein würden bei Anwendung eines besonderen zweiten Schiebers zur Regulirung der Expansion, womit eine starke Compression nicht verbunden ist. Dieser Nachtheil, zu dessen Vermeidung man bei stationären Maschinen fast allgemein einen besonderen Expansionsschieber anwendet, kommt bei Locomotiven deswegen weniger in Betracht, weil für den gewöhnlichen Fall eines mäßigen Kraftverbrauches die Cylinder doch hinreichend große Dimensionen haben, da dieselben mit Rücksicht auf die durch die Steigungsverhältnisse der Bahn bedingte viel größere maximale Leistungsfähigkeit der Locomotive bemessen sind. Dies ist der Hauptgrund, warum man bei Locomotiven fast ganz allgemein zur Veränderung der Expansion sich nur der Coulisse bedient, und die complicirtere Anordnung eines besonderen Expansionsschiebers da wieder beseitigt hat, wo sie versucht wurde.

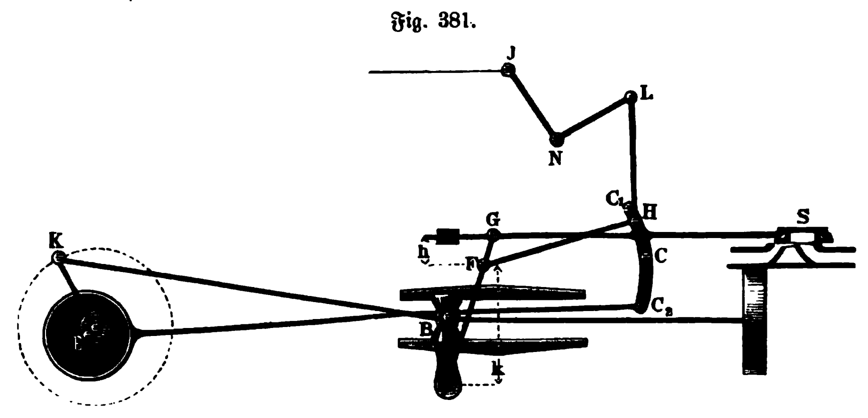
Es mag hier noch bemerkt werden, daß man die Coulissensteuerungen in solche mit offenen und solche mit gekreuzten Stangen unterscheidet, von welchen die letzteren dadurch gekennzeichnet sind, daß die Excenterstangen sich kreuzen, wenn die Kurbel die in Fig. 377 vorausgesetzte, der Coulisse abgewandte Lage OK einnimmt. Eine Coulisse mit gekreuzten Stangen würde man also erhalten, wenn man in der gedachten Figur E_1 mit C_2 und E_2 mit C_1 durch Excenterstangen verbände. Die im Vorstehenden für offene Excenterstangen durchgeführten Rechnungen gelten insgesammt ohne Weiteres auch für die gekreuzten Stangen, sobald man überall $-c$ anstatt $+c$ einführt.

Von den Coulissensteuerungen, welche zum Betriebe nur eines einzigen Excenters bedürfen, sei hier nur derjenigen von Heusinger von Waldegg gedacht, welche vielfach, insbesondere an belgischen Locomotiven, Anwendung gefunden hat. Hier empfängt die Stange GS des Schiebers, Fig. 381 (a. f. S.), ihre Bewegung durch einen Hebel GD, dessen eines Ende D, mit dem Kreuzkopfe B der Dampfmaschine verbunden, an dessen hin- und hergehender Bewegung Theil nimmt, während ein anderer Punkt F dieses Hebels durch die Stange HF von einer um den festen Mittelpunkt C schwingenden Coulisse $C_1 C_2$ bewegt wird. Die Schwingung dieser Coulisse wird durch einen Excenter E veranlaßt, welcher unter einem Winkel $KOE = 90^0$ gegen die Kurbel OK gestellt ist. Je nachdem durch den Stellhebel JNL der Gleitblock H der Coulisse nach einem Punkte ober- oder unterhalb von deren Mitte C geführt wird, dreht sich die Maschine rechtsum oder linksum. Eine nähere Untersuchung zeigt, daß auch diese Schieberbewegung wie die vorigen durch einen Schieberkreis dargestellt wird, indem sich die Größe s der Verschiebung des Schiebers aus dessen Mittelstellung durch

$$s = \frac{h}{k} R \cos \omega + \frac{h+k}{k} \frac{e}{c} r \sin \omega = A \cos \omega + B \sin \omega$$

ausdrückt, unter e die Verschiebung des Gleitblockes H, unter R die Kurbellänge und unter h und k die in der Figur damit bezeichneten Verticalabstände verstanden.

Fig. 381.



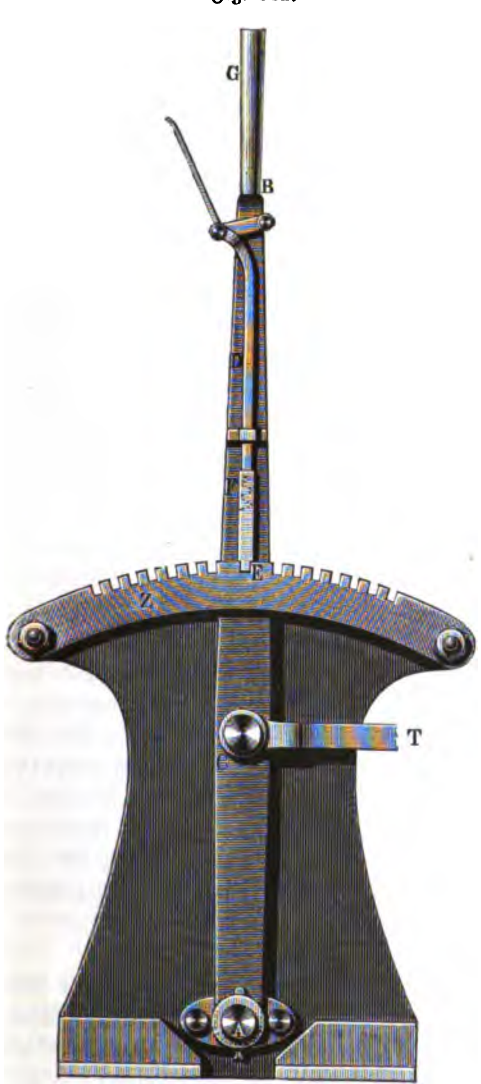
Die Centralcurve ist hier, da $a = \frac{1}{2} A$ von e unabhängig ist, eine im Abstande $a = \frac{h}{2k} R$ vom Mittelpunkte auf der Axe senkrechte Gerade, analog wie bei der Steuerung von Gooch.

Bei diesen beiden Steuerungen von Gooch und H. von Waldegg ist wegen der geradlinigen Centralcurve, wie leicht zu ersehen ist, die Oeffnung der Dampfcanäle in den Todtlagen der Kurbel oder die sogenannte Voröffnung von constanter Größe für alle Coulissenstellungen, was als ein besonderer Vorzug dieser Steuerungen anzusehen ist.

Zum Umsteuern der Maschine ist zur rechten Seite des Führerstandes der Steuerhändel angebracht, ein um den Drehpunkt A, Fig. 382, drehbarer Hebel AB, an welchen in C die Zugstange T angeschlossen ist, deren Bewegung eine unter dem Kessel gelagerte Steuerwelle in Schwingung setzt, von welcher in der aus den Figuren 371 bis 373 ersichtlichen Weise die Coulissen beider Cylinder gleichzeitig gehoben oder gesenkt werden. Dabei entspricht der Verticalstellung des Händels AB die mittlere oder Todtlage der Coulisse, während eine Neigung des Händels nach vorn oder hinten bezw. den Vorwärts- oder Rückwärtsgang der Maschine veranlaßt. Um dabei den Händel in der ihm gegebenen Stellung festzustellen, dient die Sperrstange D, die bei F mit einer Schraubenfeder versehen ist, welche das untere Ende E in den betreffenden Einschnitt des gezahnten Bogens Z ein-

drückt, der mit dem Kessel verbunden ist. Dieser Bogen ist mit einer größeren Anzahl von Zähnen zur Erzielung der den verschiedenen Coulissenstellungen entsprechenden Expansionsgrade versehen. In welcher Weise die Auslösung der Sperrstange D durch den Druck der Hand beim Ergreifen der Handhabe G erfolgt, bedarf keiner näheren Erläuterung.

Fig. 382.

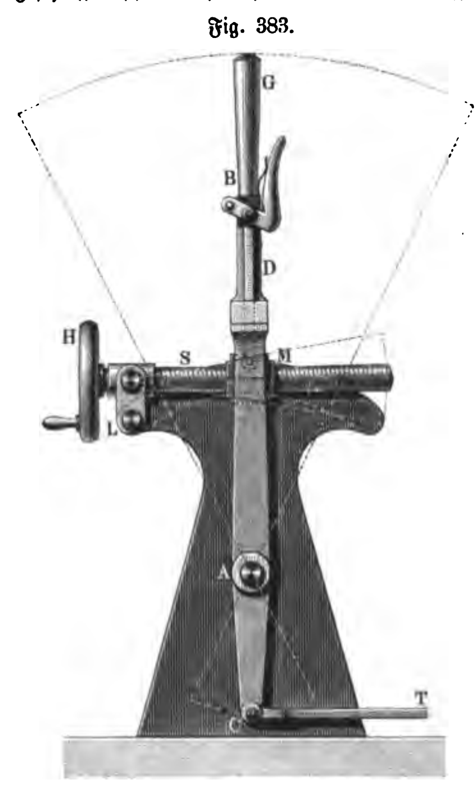


Da bei dieser Einrichtung des Händels die Coulisse nicht auf jede beliebige Höhe gestellt, sondern nur in die den Einschnitten des Zahnbogens entsprechenden Lagen gebracht werden kann, auch die genaue Einstellung des schwer beweglichen Händels mit Schwierigkeiten verbunden ist, so hat man sich neuerdings vielfach der Schraubenmechanismen zur Verstellung der Coulissen bedient, wodurch die Einstellung nicht nur für jede Lage der Coulisse, sondern auch mit größerer Leichtigkeit zu bewirken ist. Um aber das Umsteuern mit größerer Schnelligkeit ermöglichen zu können, als die Schraubenbewegung dies gestattet, hat man bei den besseren Einrichtungen den Händel beibehalten, und ihn mit der Schraubenbewegung combinirt. Als in

dieser Beziehung vorzüglich kann die von Belpaire erfundene und in Belgien fast ganz allgemein angewandte Anordnung, Fig. 383, gelten.

Der um A drehbare Händel AB, an welchen bei C die Zugstange T angeschlossen ist, kann sowohl direct an dem Griffe G behufs Umsteuerns umgelegt werden, als auch mit Hülfe der Schraube S und des Handrädchens H zur genauen Erzielung eines bestimmten Expansionsgrades. Zu dem Ende ist die durch eine im Schafte AB befindliche Feder abwärts gedrückte Sperrstange D unten mit der halben Mutter M versehen, welche durch die Feder für gewöhnlich in die Gänge der Schraube eingedrückt wird, so daß eine Bewegung des Händels durch Umdrehung der Schraube S möglich ist. Die letztere muß zu dem Ende wegen der Bogenbewegung des Händels bei L in einem Scharniere gelagert sein. Durch den Druck der Hand auf die Handhabe G wird wie bei dem gewöhnlichen Händel die Stange D mit der halben Mutter M aus den Schraubengängen gelöst, so daß ein directes Umlegen des Händels behufs schnellen Umsteuerns geschehen kann.

Fig. 383.



§. 82. **Locomotivbremsung.** Wie schon in §. 80 erwähnt, ist jeder Tender mit einer Bremse versehen, deren Wirksamkeit wegen des erheblichen Tendergewichtes eine kräftige ist. Diese Bremsen sind fast immer als Backenbremsen für Handbewegung construirt, und unterscheiden sich nicht wesentlich von den gewöhnlichen Wagenbremsen, wie sie in §. 71 besprochen wurden. Derartige Backenbremsen hat man auch an den Locomotiven und zwar zuerst an den Tenderlocomotiven wegen Wegfalls der Tender angebracht, und zwar

hat man hierbei auch das Anziehen der Bremsklötze durch den Druck des Dampfes gegen einen besonderen kleinen Dampfkolben (Dampfbremsen) oder durch den Druck comprimirter Luft (Luftbremse von Westinghouse) erzeugt. Ebenso hat man nach dem Heberlein'schen Systeme die lebendige Kraft der bewegten Locomotive zur Erzeugung des erforderlichen Bremsdruckes angewandt. Hierüber ist schon in Thl. III, 1, §. 177 ein Näheres mitgetheilt.

Alle diese Backenbremsen sind insofern als genügend zu betrachten, als durch dieselben bei geeigneter Construction der höchste überhaupt mögliche Bremseffect erreicht werden kann, sobald nämlich sämmtliche Räder der Locomotive bis zu demjenigen Drucke gebremst werden, welcher dem Grenzzustande des Gleitens nahe liegt. Wie schon in §. 71 erwähnt, muß ein wirkliches Gleiten oder Feststellen der Räder auf alle Fälle vermieden werden, da, abgesehen von der schädlichen Abnutzung, dann der Bremswiderstand, d. h. also die Reibung der Bewegung, wesentlich kleiner ist, als die Reibung der Ruhe, welcher der Bremswiderstand unmittelbar vor dem Gleiten gleichgesetzt werden muß.

Bei allen Reibungsbremsen jedoch geht die in den bewegten Massen vorhandene lebendige Kraft nicht nur verloren, sondern dieselbe wird noch auf Zerstörung des Bremsmaterials verwendet. Um diesen letzteren Uebelstand zu vermeiden, und die lebendige Kraft wieder nutzbar zu machen, hat man sich bei Locomotiven wohl der Anwendung von sogenanntem Contredampf bedient, d. h. des Mittels, durch Rückwärtslegung des Steuerhändels während des Vorwärtsganges der Maschine die Schieber so zu bewegen, daß sie eine dem Rückwärtsgange entsprechende Vertheilung des Dampfes veranlassen. In Folge dessen wirkt der Dampf nicht mehr treibend, sondern widerstehend auf den Kolben, indem nunmehr die lebendige Kraft des bewegten Zuges die Bewegung erzeugt. Aus der Dampfmaschine ist nunmehr eine Compressionspumpe geworden, indem der Kolben hinterhalb aus dem Ausblaserohre Luft ansaugt, welche er bei der Umkehr in den Kessel hineinpreßt. In Folge davon tritt eine beträchtliche Erhöhung der Kesselspannung ein und gleichzeitig eine starke Erhitzung der Cylinder, da die Kolben die heißen mit Asche und Schlackenstücken verunreinigten Verbrennungsgase aus der Rauchkammer ansaugen. Nach kurzer Wirkung des Contredampfes sind daher in der Regel die Kolben, Stopfbüchsen und Schieberflächen undicht geworden, und deshalb wendet man das Mittel des Bremsens durch Contredampf gar nicht, oder etwa nur im höchsten Nothfalle an. Welche Bremswirkung man durch die Anwendung von Contredampf erreichen kann, ist leicht zu ersehen. Im günstigsten Falle läßt sich der Bremswiderstand so hoch treiben, daß der Grenzfall des Gleitens der Trieb- und Kuppelungsräder nahe liegt, das auf den Laufrädern

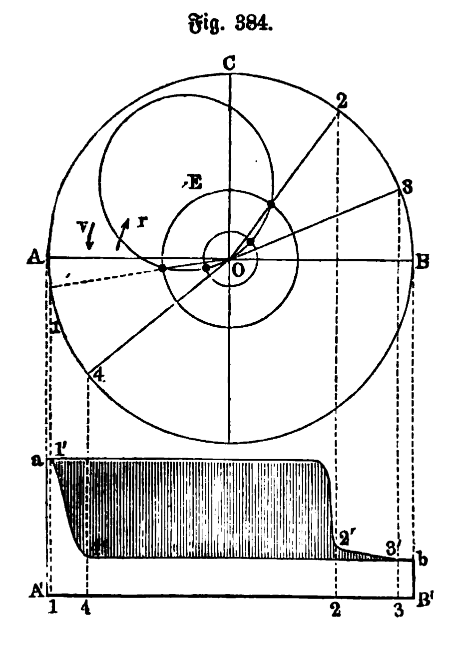
lastende Gewicht geht aber für die Bremswirkung verloren. Hierbei ist vorausgesetzt, daß durch die Wirkung des Contredampfes die Räder noch nicht festgestellt, oder gar nach rückwärts gedreht werden (umhauen), denn in diesem Falle ist der Widerstand des Bremsens kleiner und der Uebelstand der schädlichen Abnutzung wird nicht nur nicht vermieden, sondern tritt sogar in erhöhetem Maße auf, indem nun nicht allein die lebendige Kraft des zu hemmenden Zuges, sondern auch die Arbeit des die Räder rückwärts drehenden Dampfes auf Abnutzung der Radbandagen und Schienen wirkt. Aus diesen Gründen ist die Anwendung des Contredampfes in der hier gedachten Art den Führern mit Recht untersagt.

Um die mit dem Ansaugen der Feuergase verbundenen Uebelstände der Contredampfwirkung zu vermeiden, hat Le Chatelier beim Contredampfgeben ein Gemisch von Dampf und Wasser aus dem Kessel in das Abgangsrohr geführt, um anstatt der Feuergase dieses Gemisch durch die Kolben anzusaugen. Der hierdurch erzielte Erfolg ist ein recht befriedigender gewesen, indem die bei der Compression des angesaugten Gemisches erzeugte Wärme wesentlich zur Verdampfung des eingeführten Wassers verwendet wird, so daß in Folge der großen latenten Wärme des Wassers die Temperaturerhöhung nur eine mäßige ist. Hierdurch ist das Bremsen mit Gegendampf von seinen Hauptübelständen befreit worden. Die entsprechende Einrichtung besteht einfach in einem Hahne mit zwei Bohrungen, von welchen die eine mit dem Dampfraume, die andere mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung steht, und einer Verbindungsröhre zwischen diesem Hahne und den tiefsten Punkten der Abgangsröhren beider Cylinder. Zum Bremsen hat man nur den Steuerhebel zurückzulegen und den besagten Hahn so weit zu öffnen, daß aus dem Schornsteine ein leichter Dampfnebel entweicht, in welchem Falle ein Ansaugen der Feuergase nicht stattfindet. Die durch diese Bremswirkung aufgehobene lebendige Kraft wird hierbei, wie schon erwähnt, hauptsächlich in Wärme umgesetzt und zur Verdampfung von Wasser verwendet.

Die Bremswirkung des Gegendampfes ist in derselben Weise zu bestimmen, wie die Arbeit des Dampfes bei dem normalen Gange der Maschine, indem man die während eines Kolbenlaufes von den beiden Kolbenflächen jedes Kolbens verrichteten Arbeiten von einander subtrahirt. So ermittelt man auch diesen Bremseffect in ähnlicher Weise durch Indicatordiagramme, wie dies hinsichtlich der Leistung von Dampfmaschinen geschieht. In Fig. 384 ist die Wirkung des Contredampfes durch das Diagramm veranschaulicht. Hier ist wieder OA die Stellung der Kurbel im todten Punkte und OE der Schieberkreis, welcher der für den Rückwärtsgang gestellten Coulisse entspricht, der Rückwärtsgang sei durch den Pfeil r ausgedrückt. In Wirklichkeit aber geht die Kurbel entgegen-

gesetzt in der Richtung des Pfeiles v um. Nach dem über das Schieberdiagramm (Fig. 375) Gesagten ergiebt sich nun, daß die Vertheilung des Dampfes auf die eine Kolbenfläche wie folgt vor sich geht. Es findet statt während der Kurbelbewegung durch den Bogen:

Fig. 384.



A 1, Eintritt des Kesseldampfes, welcher treibend wirkt, die Spannung dieses Dampfes möge durch $A'a$ ausgedrückt sein;

1 4, Expansion dieses Dampfes von der Spannung 1 1' auf diejenige 4 4';

4 B, Ansaugen des Gemisches Dampf und Wasser aus dem Ausblaserohr, die Spannung dieses Gemisches wird etwa 1 Atmosphäre $B'b$ betragen;

B 3, Austreten des Dampfes aus dem Cylinder;

3 2, Compression des in dem Cylinder enthaltenen Dampfes;

2 A, Repressionswirkung, d. h. Einpressung des vor dem Kolben befindlichen Dampfes in den Kessel, wobei die erzeugte Wärme wesentlich zur Verdampfung des eingeführten Wassers verwendet wird. Aus dem in der Figur gezeichneten Diagramm erkennt man, daß die treibende Wirkung hinter dem Kolben durch die Fläche $A'a$ 1' 4' $b B'$, und die widerstehende Leistung vor dem Kolben durch die Fläche $B'b$ 3' 2' $a A'$ dargestellt ist. Man erhält daher in bekannter Art in der schraffirten Fläche als Differenz die Darstellung der Bremsarbeit, welche bei einer Kurbeldrehung von jeder Kolbenseite ausgeübt worden ist; die gesammte Bremswirkung beider Cylinder ist daher für jede Umdrehung der Triebaxe proportional mit dem Vierfachen jener Fläche.

Die auf der sächsischen Staatsbahn angestellten Versuche ergaben u. A. durch indicatorische Messungen den durchschnittlichen Bremswiderstand zu 6,4 kg pro Quadratcentimeter Kolbenfläche, während daselbst der mittlere

auf Bewegung der Locomotive wirkende Druck nur 6 kg beträgt. Hieraus folgt, daß der durch Contredampfgeben erreichbare Bremswiderstand im Vergleich von 6,4 : 6 oder um etwa 7 Proc. größer ausfiel, als die maximale, von der Maschine auszuübende Zugkraft. Daß aber eine wesentlich größere Bremskraft überhaupt nicht zu erreichen ist, erkennt man leicht, wenn man bedenkt, daß die maximale Zugkraft der Locomotive bei richtiger Construction denjenigen Werth haben wird, welchen das Adhäsionsgewicht gestattet, wenn daher die Bremskraft beträchtlich größer würde, so müßte ein Umhauen der Räder stattfinden. Bei den angeführten Versuchen stieg die anfängliche Temperatur der Cylinder von 140° C. nur auf etwa 200°.

Man hat beim Contredampfgeben auch das Austrittsrohr ganz geschlossen, wobei die lebendige Kraft des Zuges zur Compression des Dampfes verbraucht wird, welcher, dem Kolben immer entgegengeführt, von diesem in den Kessel zurückgepreßt wird. Solche Bremsen, welche wohl als Repressionsbremsen bezeichnet werden, sind z. B. die von Landsee und die von Kraus. Ersterer wendet einen besonderen Excenter an, welcher (ohne Voreilung) so gestellt ist, daß der Dampf immer dem Kolben entgegentritt. Kraus dagegen erreicht die Gegendampfwirkung dadurch, daß durch den Regulator das Dampfzuführungsrohr vom Schieberkasten abgeschlossen und dagegen mit den Exhaustionsröhren der Cylinder in Verbindung gebracht, während das Blaserohr durch einen besonderen Schieber abgeschlossen wird. Auch diese Repressionsbremsen haben gute Resultate gegeben, doch dürfte der Le Chatelier'sche Hahn wegen der größeren Einfachheit vorzuziehen sein. Es kann hier noch bemerkt werden, daß bei der de Bergue'schen Luftdruckbremse durch den Abschluß des Regulators gleichzeitig ein auf dem Kessel befindlicher Luftbehälter mit den Austrittsröhren der Cylinder verbunden wird, während ebenso durch den Verschluß des Blaserohres gleichzeitig der Schieberkasten mit der atmospärischen Luft in Verbindung gesetzt wird. Demgemäß wirken die Dampfcylinder als Compressionspumpen, welche die aus dem Freien angesaugte Luft in den gedachten Luftbehälter pressen. Letzterer ist mit einem bei bestimmtem Drucke sich öffnenden Sicherheitsventile versehen, durch dessen geeignete Belastung man den Bremswiderstand auf eine bestimmte Größe beschränken kann.

§. 83. **Zugkraft der Locomotiven.** Die Wirkungsweise des Dampfes auf die Kolben der Locomotiven ist durchaus nicht verschieden von derjenigen bei stehenden Dampfmaschinen, und es kann daher dieserhalb auf die ausführlichen Untersuchungen des zweiten Theiles verwiesen werden.

Ist die wirkende Dampfspannung gegeben und ermittelt man aus der Stellung der Coulisse nach dem in §. 81 über die Steuerung Gesagten den Grad der Füllung, so läßt sich in derselben Weise wie bei stehenden Dampf-

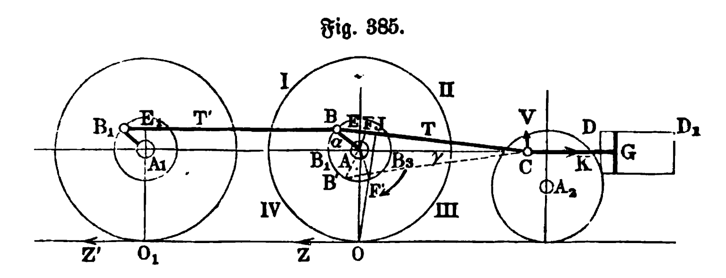
maschinen die mechanische Arbeit berechnen, welche von beiden Kolben während einer Umdrehung der Triebaxe auf diese übertragen wird. Aus der Umdrehungszahl dieser Axe per Secunde ergiebt sich dann unmittelbar die Leistung der Maschine in Pferdekräften, wobei indeß bemerkt werden kann, daß man die Stärke der Locomotiven in der Regel nicht nach Pferdekräften anzugeben pflegt, sondern als Maßstab hierfür meist das Gewicht, insbesondere das Adhäsionsgewicht der Locomotive annimmt, insofern mit diesem Gewichte die von der Dampfmaschine höchstens auszuübende mechanische Leistung in einem bestimmten Verhältnisse steht.

Auch hinsichtlich der Verwandlung der alternirenden Kolbenbewegung in die rotirende Bewegung der Triebaxe kann auf das in Thl. III, 1, Cap. VI über das Kurbelgetriebe Angeführte verwiesen werden, und zwar gelten wegen der Anwendung zweier zu einander senkrechten Kurbeln für die Locomotivmaschinen speciell die in Thl. III, 1, §. 146 u. folg. über die doppelte Kurbel angeführten Untersuchungen. Hinsichtlich des Ungleichförmigkeitscoefficienten δ der Locomotive kann bemerkt werden, daß dieser Werth unter allen Umständen ein sehr kleiner sein wird, da in dem Ausdrucke für denselben von der Form $\delta = C\frac{Qr}{m}$ der Nenner m die auf den Kurbelarm r reducirten bewegten Massen darstellt, worin daher in dem vorliegenden Falle das ganze Eigengewicht nicht nur der Locomotive und ihres Tenders, sondern auch des angehängten Trains enthalten ist. Man kann daher die Bewegung der Maschine als eine fast vollkommen gleichförmige ansehen.

Dagegen macht die Locomotive eine besondere Untersuchung nöthig in Betreff der Bewegung, welche der Maschine als Ganzes mitgetheilt wird, und zwar sowohl was das eigentlich beabsichtigte regelrechte Fortrollen auf den Schienen, wie auch die unregelmäßigen secundären Bewegungen oder Störungen anbetrifft. Diese Verhältnisse zu prüfen, sei mit K die von der Kolbenstange CG, Fig. 385 (a. f. S.), auf den Kreuzkopf C übertragene Zugkraft bezeichnet, welche man erhält, wenn man von dem auf den Kolben wirkenden Dampfdrucke die schädlichen Reibungswiderstände sowie den zur Beschleunigung der schwingenden Massen erforderlichen Beschleunigungsdruck M (s. Thl. III, 1, §. 151) abzieht. Auf den Deckel D des Dampfcylinders hat man dann eine gleiche und entgegengesetzte Kraft $-K$ wirkend zu denken, welche wegen der Befestigung des Cylinders an dem Rahmen direct auf diesen übergeht. Die Kraft K der Kolbenstange ruft in dem Kreuzkopfe C eine nach oben gerichtete Verticalkraft $V = K \tang \gamma$ und in der Lenkerstange BC eine Zugkraft $T = \frac{K}{\cos \gamma}$ hervor, wenn unter γ der Abweichungswinkel ACB der Lenkerstange von der Horizontalen AC verstanden wird. Die verticale Kraft V geht vom Kreuzkopfe auf die Führung

und den Kessel über, während die Stangenkraft T auf den Kurbelzapfen B übertragen wird. In Folge dieser Zugkraft T werden in dem Lager der

Fig. 385.



Triebaxe A sowie an dem Stützpunkte O des Triebrades auf den Schienen gewisse Drucke erzeugt, welche sich, unter der Voraussetzung, daß die Kurbelebene ABC mit der Radebene und derjenigen des Rahmens zusammenfällt, wie folgt ermitteln.

Die verticale, abwärts wirkende Componente der Stangenkraft $-V = K\,tang\,\alpha$ geht direct durch die Axe und das Triebrad auf die Schienen über, indem dadurch der Druck in O vergrößert wird. Außerdem müssen die Schienen auch noch mit einer horizontalen Kraft Z widerstehen, welche nur vermöge der Reibung von ihnen geäußert werden kann, und die daher einen Betrag bis zu der Größe φN annehmen kann, wenn N den Normaldruck des Rades in O und φ den Reibungscoefficienten vorstellt. Die wirkliche Größe dieser Horizontalkraft findet sich durch Gleichsetzung der Momente für A als Mittelpunkt aus:

$$T.AF = Z.AO,$$

oder, unter r und R die Halbmesser AB der Kurbel und AO des Triebrades und unter α den Drehungswinkel der Kurbel vom äußeren todten Punkte B_1 verstanden:

$$\frac{K}{\cos\gamma}\, r \sin ABC = Z.R,$$

woraus

$$Z = K\frac{r}{R}\,\frac{\sin(\alpha-\gamma)}{\cos\gamma}$$

folgt.

Nimmt man O als Momentenmittelpunkt an, so erhält man in gleicher Art die horizontale Kraft H, mit welcher die Axe gegen die Gabeln des Rahmens wirkt, aus

$$T.OJ = H.AO$$

oder

$$\frac{K}{\cos \gamma} [r \sin (\alpha - \gamma) + R \cos \gamma] = H . R$$

zu

$$H = K \frac{r}{R} \frac{\sin (\alpha - \gamma)}{\cos \gamma} + K = Z + K.$$

Diese von der Axe A auf den Rahmen übertragene Kraft H wirkt auf denselben nach vorwärts, entgegen der auf den Cylinderdeckel D drückenden Dampfkraft K, und es verbleibt daher die den Rahmen ergreifende Resultirende

$$H - K = K \frac{r}{R} \frac{\sin (\alpha - \gamma)}{\cos \gamma} = Z$$

als Zugkraft übrig. Die Zugkraft stimmt daher mit der am Umfange des Triebrades bei O auftretenden horizontalen Schienenreaction Z genau überein und findet daher ihre Grenze in dem Betrage φN der daselbst im Falle des Gleitens stattfindenden Reibung, so daß man hat

$$max. Z = \varphi N.$$

Diese Rechnung ist gefunden worden für den Hingang des Kolbens, oder für die Drehung der Kurbel vom äußeren todten Punkte B_1 durch B nach B_3. Für den Rückgang oder die Kolbenverschiebung von D_1 nach D sei der Winkel $\alpha = B_3 A B'$ vom inneren Todtpunkte B_3 aus gerechnet, dann hat man wieder

$$T . A F' = Z . A O,$$

oder, da hier

$$A F' = r \sin (\pi - \alpha - \gamma) = r \sin (\alpha + \gamma) \text{ ist,}$$

$$Z = K \frac{r}{R} \frac{\sin (\alpha + \gamma)}{\cos \gamma},$$

und die horizontale Lagerkraft

$$H = K - Z.$$

Dieser Druck H wirkt hier nach rückwärts auf den Rahmen, während der Dampfdruck K auf den vorderen Deckel D_1 vorwärts treibend wirkt, und man erhält daher die Zugkraft hier zu

$$K - H = Z = K \frac{r}{R} \frac{\sin (\alpha + \gamma)}{\cos \gamma}.$$

Man kann daher die aus der Wirkung eines Cylinders hervorgehende Zugkraft allgemein gleich

$$Z = K \frac{r}{R} \frac{\sin (\alpha \mp \gamma)}{\cos \gamma} = K \frac{r}{R} (\sin \alpha \mp \cos \alpha \tang \gamma),$$

oder, wenn man annähernd $tang\,\gamma = sin\,\gamma = \frac{r}{l}\,sin\,\alpha$ annimmt,

$$Z = K\,\frac{r}{R}\,sin\,\alpha\left(1 \mp \frac{r}{l}\,cos\,\alpha\right)$$

setzen, wo das obere Zeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Das Resultat bleibt wesentlich ungeändert, wenn die Triebaxe A mit einer anderen Axe A_1 oder mehreren anderen gekuppelt wird. Bezeichnet etwa T' in diesem Falle die in der Kuppelstange BB_1 wirkende Zugkraft, so wird die horizontale Schienenkraft in O_1 durch

$$Z' = T'\,\frac{A_1 E_1}{A_1 O_1} = T'\,\frac{r}{R}\,sin\,\alpha,$$

und die auf den Rahmen in A_1 wirkende Horizontalkraft durch

$$H' = T' + Z' = T'\left(1 + \frac{r}{R}\,sin\,\alpha\right)$$

ausgedrückt.

Dagegen berechnet sich nunmehr für die Axe A, für welche die Verticalkraft nach wie vor

$$V = K\,tang\,\gamma$$

bleibt, die horizontale Schienenkraft Z'' durch

$$T\,r\,sin\,(\alpha - \gamma) - T'\,r\,sin\,\alpha = Z''\,R$$

zu

$$Z'' = K\,\frac{r}{R}\,\frac{sin\,(\alpha - \gamma)}{cos\,\gamma} - Z'$$

und die horizontale Lagerkraft in A zu

$$H'' = T\,cos\,\gamma - T' + Z'',$$

folglich die resultirende Rahmenkraft

$$H' + H'' - K = T' + Z' + T\,cos\,\gamma - T' + Z'' - K = Z' + Z''.$$

Die Zugkraft ist daher hier gleich der Summe der an allen gekuppelten Rädern auftretenden Reactionen und auch hier ist die Möglichkeit der Uebertragung an die Bedingungen geknüpft, daß

$$Z' < \varphi N_1 \quad \text{und} \quad Z'' < \varphi N_2$$

ist, welche Bedingungen, wie leicht ersichtlich ist, erfüllt sein werden, sobald die gesammte Zugkraft Z kleiner als $\varphi\,(N_1 + N_2)$ ist.

Man erkennt hieraus, wie die Kuppelung der Räder die Möglichkeit an die Hand giebt, eine größere Zugkraft zu erzeugen, wozu selbstverständlich eine entsprechend größere Kolbenkraft K erfordert wird.

Für die Rückwärtsbewegung der Locomotive gelten dieselben Resultate mit dem einzigen Unterschiede, daß dabei der vom Kreuzkopfe auf die Führung übertragene Verticaldruck abwärts gerichtet ist.

Die vorstehende Ermittelung ergiebt, daß die von einem Kolben auf die Locomotive geäußerte Zugkraft von der Kolbenstellung abhängig während

jeder Umdrehung sehr verschiedene Werthe annimmt, welche von $Z = 0$ in den todten Punkten zu einem Maximum in einer mittleren Lage zunehmen.

Die gefundene Formel

$$Z = K \frac{r}{R} \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\cos\gamma} \text{ oder } \frac{Z}{K} = \frac{1}{R} \frac{r \sin(\alpha - \gamma)}{\cos\gamma}$$

zeigt, da nach der Figur der Abschnitt auf dem verticalen Radius

$$AE = AB \frac{\sin ABE}{\sin AEB} = \frac{r \sin(\alpha - \gamma)}{\cos\gamma}$$

ist, daß sich immer die Zugkraft Z zur Kolbenkraft K verhält, wie der Abschnitt AE, welchen die Lenkerstange auf dem verticalen Kurbelradius abschneidet, zum Radhalbmesser. Diese Eigenschaft stimmt daher mit derjenigen überein, welche in Thl. III, 1, §. 139 hinsichtlich der Umfangskraft für das gewöhnliche Kurbelgetriebe gefunden wurde, und man kann daher auch sagen, die Zugkraft Z sei in jedem Augenblicke ausgedrückt durch die auf den Radumfang reducirte Umfangskraft $\frac{r}{R} U$ des Kurbelgetriebes. Das Maximum der Zugkraft wird sich daher unter Voraussetzung einer constanten Kolbenkraft K in denjenigen Kurbellagen einstellen, in welchen die Lenkerstange den Kurbelkreis berührt. In Thl. III, 1, §. 139 wurde hierüber ein Näheres mitgetheilt und u. A. dieser Winkel für ein Lenkerstangenverhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ zu $101^0\ 20'$ gefunden. Die Zugkraft Z der Locomotive setzt sich nun zusammen aus den beiden Zugkräften Z_1 und Z_2 der beiderseitigen Dampfcylinder. Will man über die Veränderlichkeit dieses Werthes in einem besonderen Falle ein Urtheil gewinnen, so läßt sich dies am besten durch eine graphische Ermittelung erlangen, welche mit Benutzung eines den Dampfdruck anzeigenden Indicatordiagrammes und unter Berücksichtigung der Beschleunigungskraft M in der Weise zu entwerfen ist, welche in Thl. III, 1, §. 153 für die Bestimmung des resultirenden Umfangsdruckes einer zweicylindrigen Maschine angegeben wurde. Man erhält dann wie in der dortigen Figur (377) eine Curve, deren Ordinaten die Größe des resultirenden Umfangsdruckes U, oder der resultirenden Zugkraft $Z = \frac{r}{R} U$ angegeben, und kann daraus in bekannter Weise auch die mittlere Zugkraft $Z = \frac{F}{\pi R}$ finden, wenn F die zwischen jener Curve und der Abscissenaxe von der Länge $2r$ enthaltene Fläche darstellt u. s. w.

Diesen allgemeinen Fall durch die Rechnung zu verfolgen, würde sehr umständlich und ohne praktischen Werth sein. Um indessen die Verhältnisse

im Wesentlichen zu erläutern, sei eine constante Kolbenkraft vorausgesetzt, welche Annahme auch bei der stattfindenden Expansion nicht sehr von der Wirklichkeit abweichen dürfte, da der Einfluß der Beschleunigungskraft M der schwingenden Massen bei schnellgehenden Maschinen bekanntlich eine wesentliche Ausgleichung des wirksamen Kolbendruckes erzeugt (s. Thl. III, 1, §. 151 u. f.).

Unter dieser Voraussetzung, daß K unveränderlich sei, ergiebt sich leicht, daß die Zugkraft der Locomotive während jeder Umdrehung in denjenigen vier Punkten einen kleinsten Werth annimmt, in welchen eine der Kurbeln in einem todten Punkte steht. Dieser Minimalwerth bestimmt sich zu

$$Z_{min} = K \frac{r}{R}.$$

Dagegen nimmt Z seine relativ größten Werthe in denjenigen Augenblicken an, in denen die Kurbeln um 45° von den todten Punkten entfernt sind. Diese Werthe von Z sind von einander verschieden je nach der Stellung der Kurbeln und zwar ist für eine Bezeichnung der Quadranten in der in Fig. 385 angedeuteten Weise die Größe von Z aus folgendem Schema ersichtlich:

Die Kurbeln stehen in der Mitte der Quadranten	$Z =$
I und II	$K \frac{r}{R} \sqrt{2}$
II und III	$K \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} + \frac{r}{l}\right)$
III und IV	$K \frac{r}{R} \sqrt{2}$
VI und I	$K \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} - \frac{r}{l}\right)$

Die mittlere Zugkraft Z_0, welche für den Beharrungszustand dem Widerstande des Zuges gleich sein muß, ergiebt sich durch

$$Z_0 \, 2 \pi R = 2 K \, 4 r \quad \text{zu} \quad Z_0 = \frac{4}{\pi} K \frac{r}{R}.$$

Man erkennt hieraus, daß man bei Güterzugmaschinen und Berglocomotiven durch einen kleinen Triebradhalbmesser R und eine große Länge r des Kurbelarmes die Zugkraft thunlichst groß machen wird, während bei

Schnellzugmaschinen durch hohe Triebräder eine möglichst große Geschwindigkeit erreicht werden kann, ohne die Umdrehungszahl der Maschine pro Minute zu sehr zu steigern.

Störungen. In Folge der Schwankungen, welchen die Zugkraft zwischen den Werthen §. 84.

$$Z_{max} = K \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} \pm \frac{r}{l} \right) \text{ und } Z_{min} = K \frac{r}{R}$$

unterworfen ist, wird die Locomotive bei jeder Umdrehung der Triebaxe abwechselnd viermal eine Beschleunigung und ebenso oft eine Verzögerung erleiden, welche Erscheinung man mit dem Namen des Rückens bezeichnet. Die hierdurch erzeugten Geschwindigkeitsänderungen sind indessen bei der bedeutenden Masse des Zuges im Vergleiche zu den Schwankungen der Zugkraft so unerheblich, daß man die Fortbewegung der Locomotive im Beharrungszustande als eine gleichförmige ansehen darf. Für den Anlauf und den Auslauf der Locomotive gelten die überhaupt für Maschinen gültigen Bemerkungen, wonach die überschüssige Zugkraft im Anfange der Bewegung so lange auf Beschleunigung der Massen wirken wird, bis der mit der Geschwindigkeit wachsende Zugwiderstand der mittleren Zugkraft Z_0 gleich geworden ist, während im Auslaufe der Maschine die natürlichen und künstlichen (Brems-) Widerstände die in den bewegten Massen vorhandene lebendige Kraft aufzehren. Man wird daher bei der Construction von Schnellzugmaschinen darauf Bedacht zu nehmen haben, daß deren große Geschwindigkeit innerhalb einer möglichst kurzen Anlaufsperiode durch entsprechend große Zugkraft erzielt werden könne, wie man andererseits die Dauer des Auslaufes durch kräftig wirkende Bremsen auf ein relatives Minimum herabziehen wird.

Wenn die durch die Dampfkolben beiderseits in der Locomotive erzeugten Zugkräfte Z_1 und Z_2 immer von gleicher Größe wären, so würde deren Mittelkraft Z in der Symmetrieebene der Locomotive liegen, in welcher auch deren Eigengewicht G und der Zugwiderstand $W = Z_0$ wirksam sind. Es würde dann, vorausgesetzt, daß die Cylinder- oder Triebaxe mit dem Zughaken in gleicher Höhe (im Mittel 1 m über der Schienenoberkante) gelegen wäre, durch die Zugkraft lediglich eine Vorwärtsbewegung der Locomotive erzeugt werden, welche mit der oben gedachten unbedeutenden Geschwindigkeitsänderung des Rückens behaftet wäre. Diese beiden Bedingungen sind nun aber nicht erfüllt. Meistens liegt der Zughaken höher als die Triebaxe, daher der Widerstand W und die Zugkraft Z ein Kräftepaar bilden, welches die Locomotive um eine durch den Schwerpunkt gehende horizontale Queraxe derartig zu drehen strebt, daß dadurch eine theilweise Entlastung der vor

dem Schwerpunkte gelegenen Axen und eine Mehrbelastung der hinteren Axen eintritt. Vermöge der Tragfedern ist dem Obertheile der Locomotive eine solche geringe Drehung gestattet. Bei Triebrädern von mehr als 1 m Halbmesser würde natürlich die Einwirkung des dann entgegengesetzt drehenden Kräftepaares die Vorderräder belasten und die Hinterräder entlasten. Auch die Höhenlage des Schwerpunktes der Locomotive übt in dieser Weise einen Einfluß auf die Axenbelastungen aus, und zwar wird, da dieser Schwerpunkt immer höher als die Triebaxe gelegen ist, bei einer Beschleunigung der Locomotive, wie beim Anfahren, durch die Trägheit eine Entlastung, und bei einer Verzögerung, also beim Bremsen, eine Mehrbelastung der Vorderräder eintreten.

Diese gedachten, durch die ungleiche Höhenlage der Kraftangriffspunkte erzeugten Wirkungen sind indessen in den meisten Fällen nur unerheblich gegen die sonstigen, durch die Verschiedenheit der auf beiden Seiten wirkenden Kräfte hervorgerufenen Störungen. Da die Zugkräfte Z_1 und Z_2 auf beiden Seiten der Locomotive nach dem Vorstehenden im Allgemeinen von verschiedener Größe sind, so liegt deren Resultirende Z auch nicht in der verticalen Mittelebene MM_1 der Maschine, Fig. 386, in welcher deren Schwerpunkt S liegt und in welcher auch der Widerstand W des Zughakens E wirksam ist. Vielmehr hat die Mittelkraft $Z = Z_1 + Z_2$ von

Fig. 386.

dieser Mittelebene einen gewissen Abstand nach der einen oder anderen Seite, je nachdem Z_1 oder Z_2 den größeren Werth hat. Da nach dem Vorstehenden die Zugkraft einer Kurbel in ihrer Todtlage gleich Null ist, so fällt in diesem Augenblicke die Mittelkraft Z in die Ebene der anderen Kurbel hinein, woraus sich ergiebt, daß bei jeder Umdrehung der Triebaxe der Angriffspunkt der Mittelkraft zweimal den Weg $A_1 A_2$ zwischen den beiden Kurbelebenen hin und zurück durchläuft. In Folge dieser excentrischen Wirkung der resultirenden Zugkraft Z entsteht durch die Wirkung des Kräftepaares, welches Z mit dem Widerstande W bildet, eine Tendenz der Locomotive, sich um eine durch ihren Schwerpunkt S gehende verticale Axe abwechselnd nach den entgegengesetzten Richtungen zu drehen, und zwar wird die Locomotive in Folge dessen während jeder Umdrehung der Triebaxe zwei Doppelschwingungen vollführen, deren Amplitude wesent-

lich durch den Spielraum beschränkt ist, welchen die Spurkränze zwischen den Schienen finden. Offenbar ist die Größe des Ausschlagswinkels dieser Schwingungen bei einem gewissen Spielraume der Spurkränze um so geringer, je größer der Abstand der Endaxen ist, so daß ein großer Radstand in dieser Hinsicht günstig auf die Ruhe der Bewegung wirkt.

Die Größe des Drehungsmomentes, welches diese unter dem Namen des Schlingerns oder Schlängelns bekannten Störungen der Bewegung veranlaßt, ist leicht bestimmt. Denkt man jede der Zugkräfte Z_1 und Z_2 unter Hinzufügung des betreffenden Kräftepaares parallel ihrer Richtung von A_1 und A_2 nach der Mittelebene A versetzt, so erhält man außer der resultirenden Zugkraft $Z = Z_1 + Z_2$, welche den Widerstand W überwindet, noch zwei Kräftepaare von entgegengesetzter Drehungsrichtung, deren Momente bezw. $Z_1 . AA_1$ und $Z_2 . AA_2$ sind, so daß das resultirende Moment sich, wenn unter $2b = A_1 A_2$ die Entfernung der Kurbelebenen verstanden wird, zu

$$(Z_1 - Z_2)\, b$$

bestimmt.

Dieses Moment ist Null, wenn $Z_1 = Z_2$ ist, was unter Voraussetzung einer constanten Kolbenkraft K, und wenn man das Verhältniß $\frac{r}{l}$ als klein außer Acht läßt, in denjenigen vier Kurbelstellungen der Fall ist, in welchen die Kurbeln um 45° von ihren Todtpunkten abstehen. Dagegen nimmt das Drehmoment seinen größten Werth $\pm K \frac{r}{R} b$ in den vier Stellungen an, in welchen eine der Kurbeln eine Todtlage einnimmt. Aus dem Ausdrucke für das drehende Moment $(Z_1 - Z_2)\, b$ erkennt man sogleich den Einfluß des Abstandes $2b$ der Kurbelebenen, und daß bei inneren Cylindern wegen des kleineren Abstandes b die Tendenz zum Schlingern in viel geringerem Maße auftreten wird, als bei äußeren Cylindern.

Aus Fig. 386 ist auch leicht zu erkennen, in wiefern man das Schlingern der Maschine dadurch mäßigen kann, daß man mittelst der Kuppelungsschraube bei E die Buffer $D_1 D_2$ der Locomotive kräftig gegen die des Tenders oder ersten Wagens preßt. Wenn dies nämlich geschehen ist, so ist klar, daß die Zugkraft Z in der Kuppelungsvorrichtung E nur eine Spannung hervorrufen kann von derselben Größe Z, so lange das Drehmoment $(Z_1 - Z_2)\, b$ gleich Null ist, d. h. so lange die resultirende Zugkraft Z in die Mittelebene MM hineinfällt. Ist dies aber nicht der Fall, wirkt z. B. die Zugkraft Z in einem Punkte O im Abstande $AO = c$ von der Mittelebene, so wird durch die angestrebte und zum Theil eintretende Drehung um S (im Sinne des Pfeils) ein Anpressen der Buffer D_2 stattfinden, in

Folge deren der Wagenzug auf den Locomotivbuffer D_2 eine nach **vorwärts** gerichtete Pressung ausübt, welche mit P bezeichnet sein mag. Dadurch ist natürlich auch die Spannung der Kuppelungsschraube um denselben Betrag P gesteigert, so daß die Resultirende der beiden Wirkungen in E und D_2 nach wie vor gleich dem unveränderten Werthe des Widerstandes $W = Z$ geblieben ist. Diese Resultirende der beiden entgegengesetzten Kräfte in E und D_2 geht aber offenbar durch einen Punkt F auf derjenigen Seite der Mittelebene MM_1, auf welcher die Zugkraft Z gelegen ist. Bezeichnet man etwa diesen Abstand EF mit e, so ist das drehende Moment von der ursprünglichen Größe Zc durch die Wirkung der Buffer auf diejenige $Z(c - e)$ herabgezogen. Hierdurch erklärt sich die bekannte Thatsache, daß das Schlängeln der Locomotive durch entsprechend kräftiges Anspannen der Buffer gemildert wird, und ähnliche Betrachtungen dürften auch für die Verbindung der gewöhnlichen Waggons beim Durchfahren von Curven gelten. Wenn sich in solcher Weise das Schlingern auch mildern läßt, gänzlich zu vermeiden ist es bei den gewöhnlichen Maschinen mit zwei unter rechtem Winkel stehenden Kurbeln aber nicht.

Außerdem werden auch durch die verticalen Kräfte V, mit welchen die Kreuzköpfe gegen die Führungen wirken, gewisse Störungen in der Bewegung der Locomotive hervorgerufen. Nach dem Vorangehenden ist diese Verticalkraft $V = K \tang \gamma$, wenn K die Kolbenkraft und γ den Winkel der Lenkerstange gegen den Horizont bedeutet. Diese Kraft variirt zwischen den Werthen $V = 0$ in den todten Punkten und dem Maximum, welches unter Voraussetzung einer constanten Kolbenkraft eintritt, wenn die Lenkerstange den Kurbelkreis berührt. Hierfür ist

$$\tang \gamma = \frac{r}{l},$$

daher hat man

$$V_{max} = K \frac{r}{l}.$$

Ebenso groß wie der Druck gegen die Führungen nach oben ist auch die verticale Componente, mit welcher der Kurbelzapfen von der Lenkerstange abwärts gedrückt wird, und es bilden daher diese beiden gleichen und entgegengesetzten Kräfte ein Kräftepaar, dessen Drehungsmoment durch Va ausgedrückt ist, wenn a die Armlänge dieses Kräftepaares, d. h. die Entfernung des Kreuzkopfes von der Triebaxe bedeutet.

Diese Entfernung ist nach Fig. 385:

$$a = AC = \frac{AF}{\sin \gamma} = r \frac{\sin (\alpha \mp \gamma)}{\sin \gamma},$$

folglich das Moment der Verticalkraft

$$Va = K\, tang\, \gamma\, r\, \frac{sin\,(\alpha \mp \gamma)}{sin\, \gamma} = K r\, \frac{sin\,(\alpha \mp \gamma)}{cos\, \gamma},$$

wofür man wieder annähernd

$$K r\, sin\, \alpha \left(1 \mp \frac{r}{l}\, cos\, \alpha\right)$$

setzen kann. Dieses Moment ist also genau so groß, wie das Umdrehungsmoment der Lenkerstangenkraft $T = \frac{K}{cos\, \gamma}$ an der Kurbelaxe. Das Moment der Verticalkraft V nimmt daher mit dem Umtriebsmomente gleichzeitig den Werth Null in den Todtlagen der Kurbel und die Maximalwerthe in denjenigen Kurbelstellungen an, in welchen die Lenkerstange den Kurbelkreis berührt. In letzterem Falle hat man

$$tang\, \gamma = \frac{r}{l} \text{ und } a = \sqrt{l^2 + r^2},$$

daher

$$Va = K\, \frac{r}{l}\, \sqrt{l^2 + r^2} = K r \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2} \backsim K r.$$

Von den beiden Kräften V wirkt nun die eine an der Kurbelwarze angreifende direct auf die Triebaxe, und vergrößert die Normaldrucke der beiden Triebräder zusammen um V. Dagegen wirkt die andere im Kreuzkopfe angreifende Verticalkraft auf den Rahmen und entlastet die Federn über den beiden Axen A und A_2 zusammen ebenfalls um V. Es handelt sich nur noch darum, zu untersuchen, in welcher Art diese Einwirkungen sich auf die

Fig. 387.

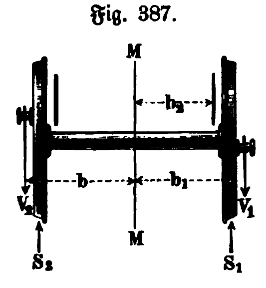
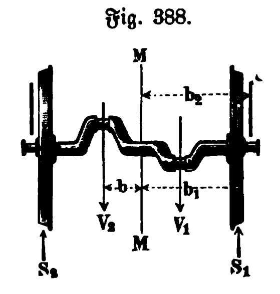


Fig. 388.



beiderseitigen Räder und Federn vertheilen. Zu dem Ende sei in den Figuren 387 und 388, welche als Typen für äußere und bezw. innere Cylinder gelten können, die Entfernung der Cylinderaxen, also auch der Kreuzköpfe,

mit $2b$, die Entfernung der Schienen oder mittleren Radebenen mit $2b_1$ und der Abstand der Rahmen oder Federstützen mit $2b_2$ bezeichnet. Die an dem Kurbelzapfen angreifende Kraft V erzeugt an den Rädern die Schienendrücke

$$S_1 = \frac{b_1 + b}{2b_1} V \text{ und } S_2 = \frac{b_1 - b}{2b_1} V,$$

welche Größen bei inneren Cylindern beide positiv sind, während bei äußeren Cylindern, wofür $b > b_1$ ist, der eine Werth S_2 negativ ist, d. h. einer Entlastung des Rades entspricht.

Die andere auf die Gerabführung aufwärts wirkende Kraft V vertheilt sich zunächst auf die beiden Axen A und A_2, deren Entfernung mit e bezeichnet sein mag, in der Art, daß diese Axen mit den Kräften

$$A = V\frac{e - a}{e} \text{ und } A_2 = V\frac{a}{e}$$

entlastet werden. Da diese Einwirkungen A und A_2 in der Führungsebene, also im Abstande b von der Mitte angreifend zu denken sind, so wird die Entlastung der Federn im Abstande b_2 sich zu

$$F_1 = \frac{b_2 + b}{2b_2} A \text{ und } F_2 = \frac{b_2 - b}{2b_2} A$$

berechnen.

Man erkennt, daß bei äußeren Cylindern, bei denen $b > b_2$ ist, durch einen einseitigen Kreuzkopfdruck die Federn auf der entgegengesetzten Seite stärker belastet werden. Setzt man für A die für die Triebaxe und Vorderaxe gefundenen Werthe ein, so erhält man die Entlastungen der Federn für die Triebaxe

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2b_2}\frac{e - a}{e} V$$

und für die Vorderaxe

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2b_2}\frac{a}{e} V.$$

Aus diesen Kräften läßt sich das Spiel der Federn unter Einfluß der Kreuzkopfdrucke V beurtheilen.

Die von dem Kreuzkopfe auf den Rahmen und die Federn ausgeübten Wirkungen pflanzen sich auch auf die Räder fort; da die Radebenen aber nicht mit den Ebenen der Federstützen zusammenfallen, so werden diese Einwirkungen von denen auf die Federn etwas abweichen. Man hat nach der Figur, wenn R_1 und R_2 die von den Axenkräften A auf die beiderseitigen Räder entfallenden Kräfte bedeuten, wieder

$$R_1 = \frac{b_1 + b}{2b_1} A \text{ und } R_2 = \frac{b_1 - b}{2b_2} A,$$

daher, für A die Werthe $\frac{e-a}{e} V$ und $\frac{a}{e} V$ eingesetzt, die Räderwirkungen für die Triebaxe

$$R = \frac{b_1 \pm b}{2 b_1} \frac{e-a}{e} V$$

und für die Vorderaxe

$$R = \frac{b_1 \pm b}{2 b_1} \frac{a}{e} V.$$

Diese Werthe von R für die Vorderaxe ergeben direct die Veränderungen des Räderdruckes, und zwar wird die Vorderaxe hierdurch beim Vorwärtsfahren entlastet. Die Triebaxe wird um genau denselben Betrag stärker belastet, wie die Addition der beiden auf die Triebräder kommenden entgegengesetzten Wirkungen

$$S = \frac{b_1 \pm b}{2 b_1} V \text{ und } R = \frac{b_1 \pm b}{2 b_1} \frac{e-a}{e} V$$

ergiebt. Beim Rückwärtsfahren kehren die Verticalkräfte V ihre Richtungen um, und es tritt eine Entlastung der Triebaxe und eine Mehrbelastung der Vorderaxe ein.

Die vorstehend gefundenen Werthe stellen die Einwirkungen auf die Federn und Räder dar, welche durch die auf einer Seite der Locomotive auftretenden Verticalkräfte hervorgerufen werden. Die Locomotive steht nun unter der Einwirkung der beiderseits wirkenden Verticalkräfte V_1 und V_2, von welchen jede ihre Größe stetig zwischen 0 und $K \frac{r}{l}$ ändert, so zwar, daß die Verticalkraft einerseits Null ist, wenn sie andererseits nahezu ihren größten Werth hat. In Folge dessen verschiebt sich die Mittelkraft aus beiden $V = V_1 + V_2$ wärend jeder Umdrehung zweimal zwischen den Kurbelebenen hin und zurück, und es geräth daher die Locomotive in Schwingungen um eine horizontale, durch den Schwerpunkt gehende Längenaxe, welche Bewegung das Schwanken der Locomotive genannt wird. Das dieses Schwanken veranlassende Kraftmoment ist ähnlich wie es für das Schlingern gefunden wurde, durch

$$(V_1 - V_2)\, b$$

ausgedrückt, und man sieht daraus, wie diese Störungen um so stärker auftreten, je größer die Entfernung b der Kurbelebenen ist. Bei Innencylindern ist das Schwanken daher geringer als bei Außencylindern. Das Moment $(V_1 - V_2)\, b$ verschwindet bei der Gleichheit der beiderseitigen Verticalkräfte, d. h. in den vier Stellungen, in denen die Kurbeln um 45° von den todten Punkten entfernt sind, dann hat man annähernd

$$tang\,\gamma = sin\,\gamma = \frac{r\sqrt{1/_2}}{l},$$

daher

$$V_1 = V_2 = K\,\frac{r}{l}\,\sqrt{1/_2}.$$

Für diesen Fall, wo das Drehungsmoment verschwindet, ist die Resultirende $V = V_1 + V_2$ ein Maximum

$$V_{max} = K\,\frac{r}{l}\,\sqrt{2},$$

von welcher Größe sie in jedem der vier todten Punkte auf ihren kleinsten Werth

$$V_{min} = K\,\frac{r}{l}$$

herabgeht. Mit diesem stetigen Wechsel der Größe von V ist auch eine fortwährende Aenderung in der Lage ihres Angriffspunktes verbunden, und es ist leicht ersichtlich, daß die resultirende Verticalkraft sich in der Längsaxe der Locomotive nach jeder Seite der mittleren Kreuzkopflage um nahezu die Größe $r\,sin\,45^0 = 0{,}707\,r$ verschiebt. Diesen äußersten Grenzlagen entsprechen zwei der Maximalwerthe von V, während die kleinsten Werthe sowohl wie die beiden anderen Maximalwerthe der mittleren Lage von V zukommen.

In Folge dieser beständigen Größenveränderung der resultirenden Verticalkraft V, verbunden mit der Längenverschiebung des Angriffspunktes derselben, wird die Locomotive um eine horizontale Queraxe in Schwingungen versetzt, welche man mit dem Namen des Stampfens (Nickens, Galopirens) belegt. Für die Größe dieser Schwingungen ist nicht die Entfernung der Cylinder, sondern außer dem Werthe von V oder $\frac{r}{l}$ hauptsächlich die Lage des Schwerpunktes der Locomotive maßgebend. Die beiden zuletzt gedachten Schwingungen, das Schwanken wie das Stampfen, dürfen sich natürlich nur auf den auf den Federn ruhenden Obertheil oder Rahmenbau der Locomotive erstrecken, indem die Construction so angeordnet sein muß, daß die Räder durch die Verticalkräfte niemals gänzlich entlastet werden dürfen, da sonst ein Entgleisen unvermeidlich wäre. Da gerade die Vorderräder wesentlich entlastet werden, so pflegt man bei Locomotiven mit zwei gekuppelten Axen die vordere Axe in der Regel nicht als Kuppelungsaxe zu wählen, obwohl sie dazu geeigneter erscheint als die hintere Axe wegen des in der Regel größeren Gewichtes, das sie zu tragen bestimmt ist.

Was die Einwirkung auf die Federn anbetrifft, so ergiebt sich dieselbe aus den oben gefundenen Formeln

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2\,b_2}\,A = \left(\frac{1}{2} \pm \frac{b}{2\,b_2}\right)A,$$

aus welchen man den Einfluß der Entfernung b_2 der Rahmen (Innen- und Außenrahmen) unschwer erkennt. Bei einer bestimmten Größe von A oder von V wird der Ausschlagswinkel des **Schwankens** durch einen großen Abstand b_2 der **Rahmen** oder der Federn herabgezogen. Um V überhaupt möglichst klein zu machen, hat man die Länge der Lenkerstange l thunlichst groß zu nehmen, man giebt daher der Lenkerstange meistens den sechs- bis achtfachen Kurbelarm zur Länge, zuweilen ist man noch darüber hinaus gegangen.

Bei geneigt angeordneten Dampfcylindern wird die Wirkung der Verticalkräfte noch wesentlich durch die entsprechende Componente des Kolbendruckes verstärkt.

Beispiel. Wenn der Cylinderdurchmesser einer Locomotive 0,45 m und der durchschnittliche treibende Dampfdruck 6 kg pro Quadratcentimeter beträgt, so folgt der Dampfdruck K auf den Kolben zu

$$K = \frac{45^2\ 3,14}{4}\ 6 = 9542\ \text{kg}.$$

Hat nun die Kurbel eine Länge $r = 0,28$ m und die Lenkerstange eine solche $l = 1,75$ m, so ist der größte Ausschlagswinkel γ der Lenkerstange gegen den Horizont gegeben durch

$$tang\ \gamma = \frac{r}{l} = \frac{28}{175} = 0,16 \text{ zu } \gamma = 9^0\,6'.$$

Für diese Kurbelstellung hat man daher den Verticaldruck auf die Geradführung

$$V = K\,tang\,\gamma = 9542\,.\,0,16 = 1527\ \text{kg}$$

und den Abstand a des Kreuzkopfes von der Kurbelaxe gleich

$$a = \sqrt{l^2 + r^2} = \sqrt{1,75^2 + 0,28^2} = 1,77\ \text{m}.$$

Wenn man nun zwischen der vorderen Laufaxe und der Triebaxe einen Radstand $e = 2$ m annimmt, so wird die Laufaxe durch den einseitigen Druck V um die Größe

$$V\,\frac{a}{e} = 1527\,\frac{1,77}{2} = 1351\ \text{kg}$$

entlastet. Wenn der Abstand der außen liegenden Cylinder $2\,b = 2,20$ m; der Abstand der mittleren Radebenen gleich der gewöhnlichen Spurweite $2\,b_1 = 1,50$ m und der Abstand der Rahmen (innere) $2\,b_2 = 1,20$ m gewählt ist, so sind die Entlastungen der **Vorderräder** durch

$$R = \frac{b_1 \pm b}{2\,b_1}\,\frac{a}{e}\,V = \frac{0,75 \pm 1,10}{1,5}\,1351 = +\,1666 \text{ und } -\,315\ \text{kg}$$

und die Entlastungen der **Federn** durch

$$F = \frac{b_2 \pm b}{2\,b_2}\,\frac{a}{e}\,V = \frac{0,60 \pm 1,10}{1,20}\,1351 = +\,1914 \text{ und } -\,563\ \text{kg}$$

gefunden.

Die größte Entlastung der **Vorderaxe** findet statt, wenn die Kurbeln um 45° von dem inneren todten Punkte abstehen, in welchem Falle die resultirende Verticalkraft

$$V_{max} = K\,\frac{r}{l}\,\sqrt{2} = 9542\,\frac{28}{175}\,1,414 = 2159\ \text{kg}$$

von der Triebaxe einen Abstand

$$a + r \sin 45^0 = 1{,}77 + 0{,}28 \,.\, 0{,}707 = 1{,}97 \text{ m}$$

hat, so daß man in diesem Augenblicke die Entlastung der Vorderaxe zu

$$2159 \frac{1{,}97}{2} = 2127 \text{ kg},$$

also die jedes Vorderrades zu 1064 kg hat.

§. 85. **Gegengewichte.** Die im vorhergehenden Paragraphen besprochenen Störungen sind ohne Berücksichtigung der Massen der bewegten Theile lediglich als Folgen der veränderlichen Triebkraft ermittelt. Durch die Trägheitskräfte der hin- und hergehenden Massen (Kolben, Kreuzköpfe ꝛc.) sowie der an den Axen excentrisch angebrachten Massen (Kurbeln) werden gleichfalls störende Bewegungen hervorgerufen. Schon in Thl. III, 1, §. 151 wurde näher erläutert, wie bei dem Kurbelgetriebe zur Beschleunigung der schwingenden Massen ein bestimmter Beschleunigungsdruck erforderlich ist, welcher während des ersten Theiles des Kolbenlaufes hemmend, während des zweiten Theiles fördernd auf den Gang des Kurbelgetriebes wirkt. Dieser Beschleunigungsdruck berechnete sich für eine in der Richtung der Cylinderaxe bewegliche Masse m zu

$$M = m \frac{v^2}{r} \cos \alpha = m \omega^2 r \cos \alpha,$$

wenn v die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelwarze und ω die Winkelgeschwindigkeit derselben bedeutet, und wenn von dem Lenkerstangenverhältniß $\frac{r}{l}$ abgesehen wurde, wie es im Folgenden geschehen soll. In gleicher Weise wie die alternirend bewegten Massen erfordern auch die excentrisch an den rotirenden Axen bewegten Theile, z. B. die Kurbeln, eine gewisse Kraft zur Beschleunigung, welche gleich der Centrifugalkraft für eine Masse m in dem Abstande r von der Drehaxe durch $m \frac{v^2}{r} = m \omega^2 r$ ausgedrückt und nach dem Mittelpunkte der Drehung gerichtet ist. Zerlegt man diese beschleunigende Kraft nach der Richtung der Kolbenbewegung und senkrecht dazu, so erhält man die beiden Componenten

$$m \omega^2 r \cos \alpha$$

nach der Richtung der Kolbenbewegung und

$$m \omega^2 r \sin \alpha$$

in der zur Führung senkrechten Richtung.

Man erkennt nun bei näherer Betrachtung, daß in Folge dieser beschleunigenden Kräfte die Locomotive gewissen Wirkungen ausgesetzt sein muß,

welche ebenso wie die Veränderlichkeit der Zugkraft Z Störungen des Rückens, Schlingerns, Stampfens und Schwankens veranlassen. Man muß sich zu dem Ende denken, daß der auf den Kolben wirkende Dampfdruck, dessen Größe nach Abzug der Kolben- und Stopfbüchsenreibung durch Q ausgedrückt sein mag, in zwei Theile K und M zerfällt, von welchen K die in den vorigen Paragraphen betrachtete auf die Kurbel übertragene Kolbenkraft ist, während M den zur Beschleunigung der Massen dienenden Beschleunigungsdruck vorstellt, welcher nicht auf die Triebaxe übergeht, sondern in den bewegten Massen verbleibt. Ein dieser Kraft M genau gleicher und entgegengesetzter Theil $-M$ der Dampfkraft wirkt auf den betreffenden Cylinderdeckel, und durch diesen Gegendruck muß der Rahmen und mit ihm die ganze Locomotive mit Ausschluß der bewegten Massen m in einer der Bewegung der letzteren entgegengesetzten Richtung bewegt werden. Schieben sich z. B. Kolben und Kreuzkopf &c. unter Einfluß der Beschleunigungskraft M nach vorwärts, so müssen unter Einfluß des Gegendrucks der Rahmen und alle übrigen Theile der Locomotive sich nach rückwärts bewegen und umgekehrt. Bei dieser Bewegung wird der Schwerpunkt der ganzen Locomotive, abgesehen natürlich von der durch die Zugkraft Z bewirkten Transportbewegung, seine relative Lage nicht verändern können, indem die Kräfte M und $-M$ als innere Kräfte anzusehen sind. Wollte man z. B. die absolute Fortbewegung der Locomotive aufheben, etwa dadurch, daß man die ganze Locomotive an Ketten aufhinge, so würde, wenn dann die Triebaxe durch die Dampfkolben bewegt würde, beim Vorwärtsschieben der letzteren ein Ausweichen aller übrigen Locomotivtheile nach rückwärts eintreten müssen und umgekehrt, so zwar, daß der Schwerpunkt der ganzen Locomotive unverändert seine Lage im Raume beibehalten müßte. Die alternirende Bewegung der Kolben müßte daher regelmäßige Schwingungen der Rahmen mit dem Kessel und den Cylindern zur Folge haben. In Wirklichkeit tritt dieser Zustand auch ein, nur daß die ganze Locomotive im absoluten Raume ihren Ort nicht behält, sondern durch die Zugkraft Z in fortschreitende Bewegung versetzt wird, so, daß jene gedachten Schwingungen innerhalb der fortschreitenden Bewegung als Zuckungen verbleiben. Es handelt sich daher darum, diese durch die trägen Massen veranlaßten Störungen der Bewegung näher zu prüfen.

Zunächst hat man die Wirkungen der Trägheitskräfte, wie bei der Zugkraft auch geschehen, in die horizontalen und verticalen zu unterscheiden. Lediglich in horizontaler Richtung bewegen sich der Kolben, die Kolbenstange und der Kreuzkopf, und es mögen wie in Thl. III, 1 die Massen aller dieser Theile mit m_2 bezeichnet werden. Die zur Beschleunigung dieser Massen erforderliche Kraft bestimmt sich nach Früherem zu

$$m_2 \frac{v^2}{r} \cos \alpha = m_2 \omega^2 r \cos \alpha \text{ *)}$$

für jede um α von dem todten Punkte entfernte Kurbelstellung. Versteht man ferner unter m_1 die mit der Triebaxe verbundene excentrisch angebrachte Masse der Kurbel mit ihrem Zapfen, auf den Kurbelhalbmesser r reducirt, so ist die zur Bewegung dieser Masse mit der constanten Winkelgeschwindigkeit ω erforderliche Beschleunigung gleich der Centrifugalkraft dieser Masse $m_1 \omega^2 r$ und radial gerichtet. Zerlegt man daher die Centrifugalkraft in die horizontale und verticale Componente, so erhält man erstere gleich

$$m_1 \omega^2 r \cos \alpha$$

und letztere zu

$$- m_1 \omega^2 r \sin \alpha.$$

Endlich ist noch die Lenkerstange zu betrachten, deren Masse m_3 in ihrem Schwerpunkte concentrirt gedacht werden kann. In horizontaler Richtung hat jeder Punkt der Lenkerstange gleiche Geschwindigkeit c mit dem Kreuzkopfe, daher die horizontale beschleunigende Kraft der Lenkerstange durch $m_3 \omega^2 r \cos \alpha$ gegeben ist. Die verticale Beschleunigung der Lenkerstange ist gleich derjenigen ihres Schwerpunktes, und folglich in dem Verhältnisse $\frac{l_0}{l}$ kleiner als die verticale Beschleunigung des Kurbelzapfens, wenn l die ganze Länge der Stange und l_0 die Entfernung ihres Schwerpunktes vom Kreuzkopfe bedeutet. Daher berechnet sich die verticale Componente der beschleunigenden Kraft der Lenkerstange zu

$$- m_3 \frac{l_0}{l} \omega^2 r \sin \alpha,$$

von welcher Kraft der Theil

---

*) Es bestimmt sich der Weg s des Kreuzkopfes von der äußersten Lage für einen Kurbeldrehungswinkel α, vom todten Punkte aus gerechnet, unter Annahme einer sehr langen Lenkerstange zu

$$s = r (1 - \cos \alpha);$$

daher die Geschwindigkeit c des Kreuzkopfes

$$c = \frac{\partial s}{\partial t} = r \sin \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \omega r \sin \alpha,$$

und hieraus die Beschleunigung

$$p = \frac{\partial c}{\partial t} = \omega r \cos \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \omega^2 r \cos \alpha,$$

folglich die für die Masse m_2 erforderliche beschleunigende Kraft

$$M = m_2 p = m_2 \omega^2 r \cos \alpha.$$

$$- \frac{l_0}{l} m_3 \frac{l_0}{l} \omega^2 r \sin \alpha$$

im Kurbelzapfen und

$$- \frac{l - l_0}{l} m_3 \frac{l_0}{l} \omega^2 r \sin \alpha$$

in dem Kreuzkopfe wirkend zu denken ist.

Bei Locomotiven mit gekuppelten Axen sind außerdem noch die Massen der Kuppelstangen und ihrer Kurbelzapfen zu berücksichtigen. Da diese Theile in jedem Punkte dieselbe kreisförmige Bewegung haben, wie die Kurbelzapfen, so hat man, wenn m_4 die Masse der auf derselben Seite angebrachten Kuppelstangen und ihrer Warzen mit Einschluß der reducirten Masse der Kuppelungskurbeln bedeutet, in den obigen Ausdrücken die rotirende Masse m_1 nur um $\pm m_4$ zu vergrößern. Hier gilt das positive Zeichen, wenn, wie bei äußeren Cylindern immer der Fall ist, die Kuppelstangen an den Zapfen der Triebkurbeln angreifen, während das negative Zeichen für innere Cylinder gilt, bei denen die (stets außen angebrachten) Kuppelkurbeln den Triebkurbeln entgegengesetzt stehen.

Wenn man nunmehr die Trägheitskräfte der zu beiden Seiten bewegten Triebmassen zusammensetzt, so erhält man, ähnlich wie im vorigen Paragraphen, eine resultirende Horizontalkraft $\mathfrak{H}$ nebst einem das Schlingern befördernden in horizontaler Ebene wirkenden Kräftepaare, sowie eine verticale resultirende Kraft $\mathfrak{V}$ und ein Kräftepaar von Verticalkräften. Diese Kräfte bestimmen sich wie folgt:

Die resultirende Horizontalkraft ist, da die Kurbeln um 90° versetzt sind:

$$\mathfrak{H} = \mathfrak{H}_1 + \mathfrak{H}_2 = (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \omega^2 r (\cos \alpha - \sin \alpha).$$

Dieselbe nimmt in den vier Stellungen, in denen eine Kurbel in einem todten Punkte sich befindet, den Werth

$$\pm (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \omega^2 r = \mathfrak{H}_0$$

an, und schwankt zwischen $- \mathfrak{H}_0 \sqrt{2}$ für $\alpha = 135^0$ und $+ \mathfrak{H}_0 \sqrt{2}$ für $\alpha = 315^0$, während sie den Werth Null annimmt für $\alpha = 45^0$ und 225^0. Diese Kraft wird, wie schon oben erwähnt, keine fortschreitende Bewegung der Locomotive, sondern nur eine kleine schwingende Bewegung hervorbringen, indem sie die Locomotive abwechselnd etwas vor- und zurückschiebt. Bezeichnet p die Beschleunigung dieser Schwingung, und ist W die Masse der Locomotive, so ist

$$p = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\mathfrak{H}}{W}, \text{ also } \partial v = \frac{\mathfrak{H}}{W} \partial t,$$

und da $\omega \partial t = \partial \alpha$, so hat man

$$\partial v = \frac{\mathfrak{H}}{W.\omega}\,\partial\alpha = \frac{m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4}{W}\,\omega r\,(\cos\alpha - \sin\alpha)\,\partial\alpha.$$

Durch Integration folgt die Geschwindigkeit der Schwingung:

$$v = \frac{m}{W}\,\omega r\,(\sin\alpha + \cos\alpha),$$

wenn $m = m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4$ gesetzt wird. Die Constante ist Null, da für die äußersten Werthe von $\mathfrak{H}$ ($\alpha = 135^0$ und 315^0), also für $\sin\alpha = -\cos\alpha$, die Schwingungsgeschwindigkeit Null sein muß.

Ist ferner s der Weg der Schwingung, so hat man

$$v = \frac{\partial s}{\partial t},\ \text{also}\ \partial s = v\,\partial t = v\,\frac{\partial\alpha}{\omega} = \frac{m}{W}\,r\,(\sin\alpha + \cos\alpha)\,\partial\alpha,$$

folglich durch Integration:

$$s = \frac{m}{W}\,r\,(\sin\alpha - \cos\alpha).$$

Dieser Weg ist gleich Null für $\sin\alpha = \cos\alpha$, d. h. für $\alpha = 45^0$ und 225^0, während er die Grenzwerthe $\pm\frac{m}{W}\,r\,\sqrt{2}$ für $\alpha = 135^0$ und 315^0 erreicht, so daß die Schwingungselongation der Locomotive durch

$$s = \pm\,\frac{m_1 + m_2 + m_3 + m_4}{W}\,r\,\sqrt{2}$$

gefunden ist.

Die horizontalen Trägheitskräfte $\mathfrak{H}_1$ und $\mathfrak{H}_2$ geben wegen ihrer Ungleichheit noch ein Kräftepaar, welches das Moment

$$(\mathfrak{H}_1 - \mathfrak{H}_2)\,b = b\,(m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4)\,\omega^2 r\,(\cos\alpha + \sin\alpha)$$
$$= b\,m\,\omega^2 r\,(\cos\alpha + \sin\alpha)$$

hat, und welches ein Schlingern der Locomotive um eine verticale Schwerpunktsaxe anstrebt. Dieses Moment wird zu Null für $\alpha = 135^0$ und 315^0, während es für $\alpha = 45^0$ seinen größten Werth $m\,\omega^2 r\,b\,\sqrt{2}$ und für $\alpha = 225^0$ den kleinsten Werth $-\,m\,\omega^2 r\,b\,\sqrt{2}$ annimmt. Wenn eine der Kurbeln in einem todten Punkte steht, hat das Moment den Werth $\pm\,m\,\omega^2 r\,b$.

Um die Schwingung zu bestimmen, in welche die Locomotive durch dieses Drehmoment versetzt wird, sei T das Trägheitsmoment der Locomotive um die verticale Schwerpunktsaxe, ferner p_1 die Winkelbeschleunigung und v_1 die Winkelgeschwindigkeit. Man hat alsdann

$$p_1 = \frac{\partial v_1}{\partial t} = \frac{\mathfrak{H}_1 - \mathfrak{H}_2}{T}\,b = \frac{m\,\omega^2 r}{T}\,b\,(\cos\alpha + \sin\alpha),$$

oder mit $\partial t = \frac{\partial \alpha}{\omega}$:

$$\partial v_1 = \frac{m \omega r}{T} b (\cos \alpha + \sin \alpha) \partial \alpha,$$

woraus durch Integration

$$v_1 = \frac{m \omega r}{T} b (\sin \alpha - \cos \alpha)$$

folgt.

Ist ferner σ der Schwingungsbogen in der Entfernung Eins von der Schwingungsaxe, so hat man

$$v_1 = \frac{\partial \sigma}{\partial t} = \frac{m \omega r}{T} b (\sin \alpha - \cos \alpha),$$

oder mit $\partial t = \frac{\partial \alpha}{\omega}$:

$$\partial \sigma = \frac{m r b}{T} (\sin \alpha - \cos \alpha) \partial \alpha,$$

daher durch Integration:

$$\sigma = \frac{m r b}{T} (\cos \alpha + \sin \alpha).$$

Dieser Weg wird für $\sin \alpha = - \cos \alpha$ zu Null, d. h. für $\alpha = 135^0$ und 315^0, während er für $\sin \alpha = \cos \alpha$ die Grenzwerthe annimmt, nämlich den Maximalwerth $+ \frac{m r b}{T} \sqrt{2}$ für $\alpha = 45^0$ und den Minimalwerth $- \frac{m r b}{T} \sqrt{2}$ für $\alpha = 225^0$. Die Locomotive wird daher durch das horizontale Kräftepaar der Trägheitskräfte während einer Umdrehung um den Winkel

$$\sigma = \frac{m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4}{T} r b \sqrt{2}$$

abwechselnd nach beiden Seiten gedreht.

Aus den für s und σ gefundenen Werthen erkennt man, daß die Elongationen der betreffenden Schwingungen von der Geschwindigkeit ω der Maschine unabhängig, und um so kleiner sind, je leichter die bewegten Triebmassen m im Verhältnisse zu der Masse W, bezw. dem Trägheitsmomente T der ganzen Locomotive sind. Ferner sind diese Störungen bei inneren Cylindern wegen der den Triebkurbeln gegenüberstehenden Kuppelkurbeln ($- m_4$) kleiner, als bei äußeren Cylindern, auch fällt das Schlingern bei inneren Cylindern kleiner aus wegen der geringeren Entfernung b der Cylinder von der Mittelebene.

Ebenso vereinigen sich die verticalen Componenten der Trägheitskräfte $\mathfrak{V}_1$ und $\mathfrak{V}_2$ auf beiden Seiten zu einer Mittelkraft

$$\mathfrak{V} = \mathfrak{V}_1 + \mathfrak{V}_2 = -\left[m_1 + \left(\frac{l_0}{l}\right)^2 m_3 \pm m_4\right] \omega^2 r (sin\, \alpha + cos\, \alpha),$$

und zu einem Kräftepaare von dem Momente

$$(\mathfrak{V}_1 - \mathfrak{V}_2)\, b = -b\left[m_1 + \left(\frac{l_0}{l}\right)^2 m_3 \pm m_4\right] \omega^2 r (sin\, \alpha - cos\, \alpha).$$

Diese Kräfte bewirken periodische Veränderungen in dem Drucke der Trieb- resp. Kuppelräder gegen die Schienen. Außerdem sind die Rahmen noch den auf jeder Seite durch die Massen $\frac{l - l_0}{l} m_3$ der Lenkerstangen hervorgerufenen Verticalkräften $\mathfrak{V}'$ und $\mathfrak{V}''$ unterworfen, welche eine Mittelkraft

$$(\mathfrak{V}) = \mathfrak{V}' + \mathfrak{V}'' = -\frac{l - l_0}{l} m_3\, \omega^2 \frac{l_0}{l}\, r\, (sin\, \alpha + cos\, \alpha),$$

und ein Kräftepaar vom Moment

$$(\mathfrak{V}' - \mathfrak{V}'')\, b = -b \frac{l - l_0}{l} m_3\, \omega^2 \frac{l_0}{l}\, r\, (sin\, \alpha - cos\, \alpha)$$

liefern. Diese Kräfte bringen ein Stampfen und Schwanken des auf den Federn hängenden Rahmens hervor, und es gelten für diese Bewegungen ähnliche Betrachtungen wie hinsichtlich derjenigen gleichartigen Schwingungen, welche durch die Verticalcomponente V der Triebkraft hervorgerufen werden.

Die Wirkungen der Trägheitskräfte lassen sich zum Theil durch Gegengewichte aufheben, worüber in Thl. III, 1, §. 186 schon ein Näheres angegeben wurde. Schon die Massen der Kuppelstangen m_4 dienen, wie die vorstehenden Gleichungen lehren, zur theilweisen Ausgleichung der Triebmassen, sobald die Kuppelkurbeln den Triebkurbeln entgegengesetzt angebracht werden. Diese Anordnung wählt man daher immer bei Locomotiven mit inneren Cylindern. Bringt man der im Kurbelzapfen concentrirt zu denkenden Masse m diametral gegenüber im Abstande r_1 von der Axe eine Masse $m \frac{r}{r_1}$ an, so sind die Centrifugalkräfte derselben in jedem Augenblicke gleich und entgegengesetzt denen der Masse m im Kurbelzapfen. Hierauf beruht die Ausgleichung der schwingenden Massen. Um eine vollständige Ausgleichung der Trägheitskräfte, der horizontalen wie der verticalen, zu bewirken, müßte man, wie schon in Thl. III, 1, §. 187 gezeigt, an jeder Seite der Locomotive zwei ganz gleiche, an entgegengesetzt stehenden Kurbeln angreifende Dampfmaschinen anordnen, welche Einrichtung indessen für die

Ausführung zu complicirt ist. Man begnügt sich daher, durch Gegengewichte entweder nur die horizontalen, oder nur die verticalen Trägheitskräfte auszugleichen. Wie aus den oben gefundenen Werthen für diese Trägheitskräfte sich ergiebt, wird die auf jeder Seite im Abstande r_1 von der Axe anzubringende Gegengewichtsmasse durch

$$m = (m_1 + m_2 + m_3 \pm m_4) \frac{r}{r_1}$$

ausgedrückt sein, wenn die horizontalen Kräfte aufgehoben werden sollen, wogegen die zur Aufhebung der verticalen Componenten erforderliche Masse zu

$$m = \left[m_1 + \left(\frac{l_0}{l}\right)^2 m_3 \pm m_4\right] \frac{r}{r_1}$$

sich bestimmt.

Wenn die letztere Anordnung gewählt wird, so werden die horizontalen Trägheitskräfte dadurch auf den Werth

$$\left[m_2 + m_3 - \left(\frac{l_0}{l}\right)^2 m_3\right] \omega^2 r \sin \omega$$

verringert.

Die Anbringung der Gegengewichte hat man dabei in folgender Weise vorzunehmen. Ist m die nach Obigem an einer Kurbel in deren Ebene anzubringende Gegengewichtsmasse, so hat man dieselbe, da die Anbringung nicht in der Kurbelebene, sondern an den Triebrädern geschieht, durch zwei Massen m' und m'' in den Radebenen zu ersetzen, deren Wirkung mit derjenigen der Masse m in der Kurbelebene übereinstimmt. Diese beiden Massen ergeben sich einfach nach dem Gesetz des Hebels zu

$$m' = \frac{b_1 + b}{2 b_1} m \text{ und } m'' = \frac{b_1 - b}{2 b_1} m,$$

wenn $2 b_1$ die Spurweite und $2 b$ die Entfernung der Cylinder ist. Bei äußeren Cylindern ist m' größer als m und m'' ist negativ, d. h. die Masse, welche an dem jenseitigen Rade anzubringen ist, muß entgegengesetzt zu m, also in der Richtung der auszugleichenden Kurbel stehen. Denkt man sich diese Zerlegung der Gegengewichtsmasse m für jede Seite gemacht, so erhält man an jedem Rade zwei Massen m' und m'', von denen die eine der Kurbel entgegengesetzt ist, die andere um einen rechten Winkel davon abweicht. Diese beiden Massen lassen sich dann zu einer Masse $m_0 = m' + m''$ vereinigen, welche in dem Schwerpunkte von m' und m'' angreift (s. hierüber Thl. III, 1, §. 186).

Locomotivtypen. Zur Veranschaulichung des Zusammenhanges der einzelnen Theile einer Locomotive dienen die Figuren 389 bis 393, welche §. 86.

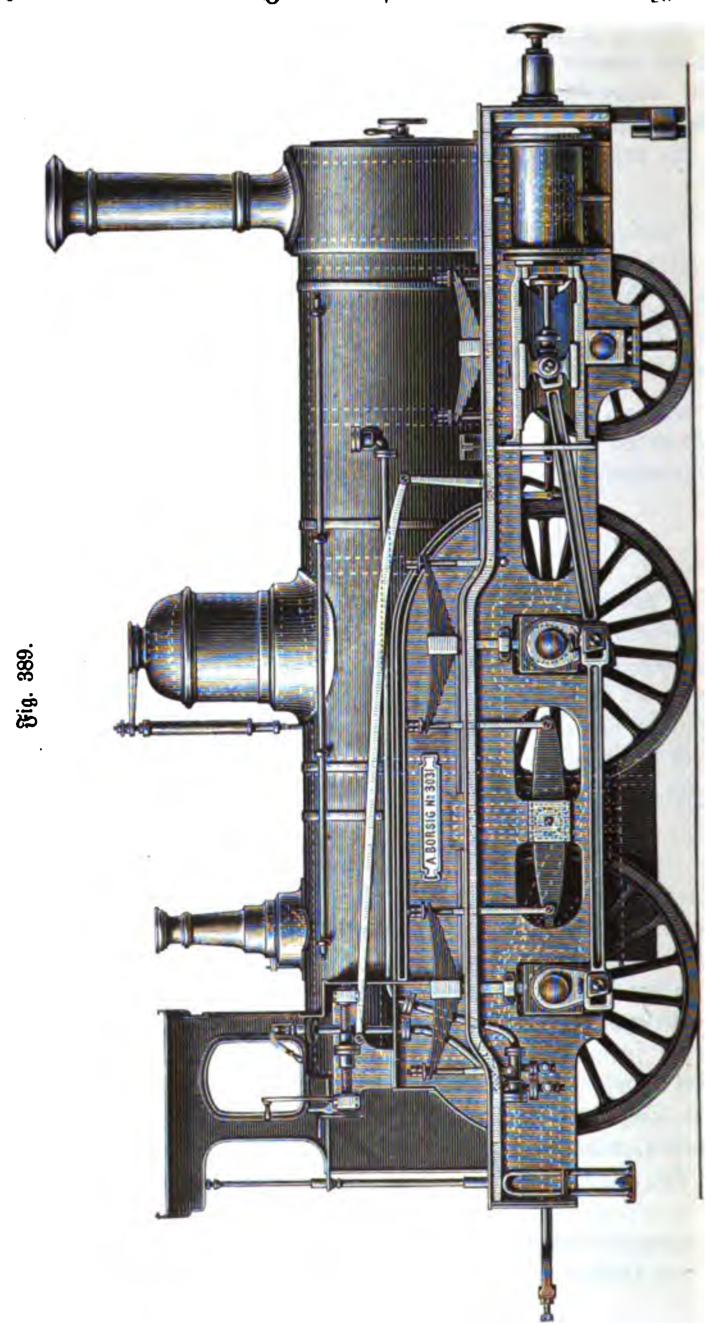


Fig. 389.

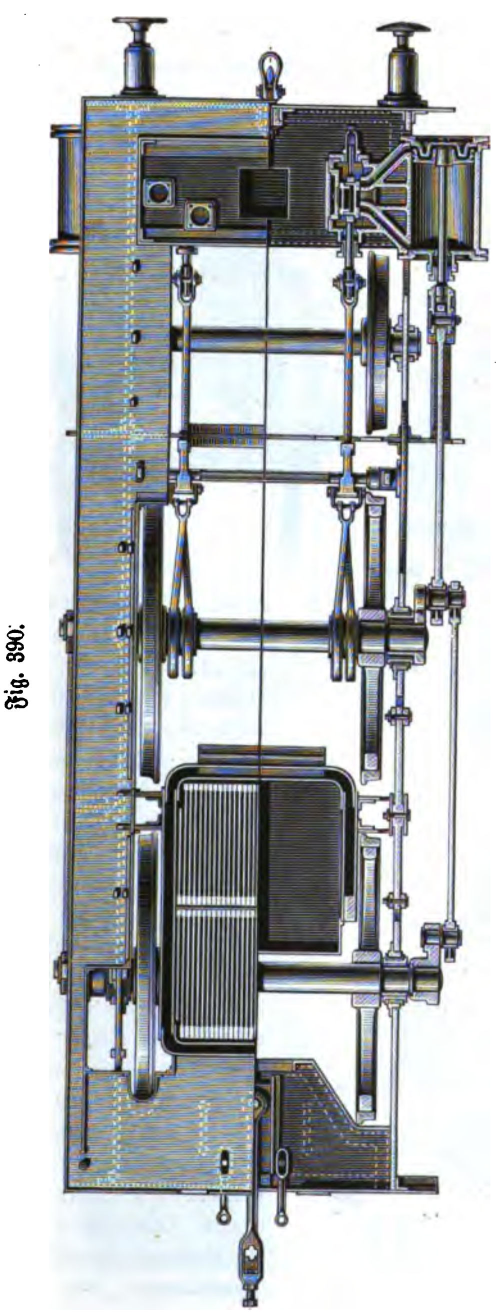


Fig. 390.

die Längenansicht, einen Horizontalschnitt und drei Querschnitte durch die Feuerbüchse, den Mittelkessel und die Rauchkammer einer Schnellzuglocomotive *) der Fabrik von A. Borsig in Berlin darstellen. Als Triebaxe dient hierbei die Mittelaxe, welche mit der unter der Feuerbüchse angeordneten hinteren Axe gekuppelt ist, während die vordere Axe als Laufaxe figurirt. Die Cylinder sind außen angeordnet, und auch die Rahmen liegen außerhalb der Triebräder, so daß deren Naben nicht zur Aufnahme der Kurbelzapfen dienen können. Hierzu sind vielmehr besondere Kurbeln auf den Axenenden befestigt, und zwar ist, um die Ausladung der Cylinder möglichst zu beschränken, das Hall'sche System gewählt, wobei die Naben der Triebkurbeln gleichzeitig als Axzapfen

*) Aus Schaltenbrand's: Die Locomotiven der Wiener Weltausstellung. Zeitschr. deutscher Ing. 1874, Taf. XXXI.

dienen. Die Tragfedern sind hier oberhalb der Rahmen angebracht, und es

Fig. 391. Fig. 392.

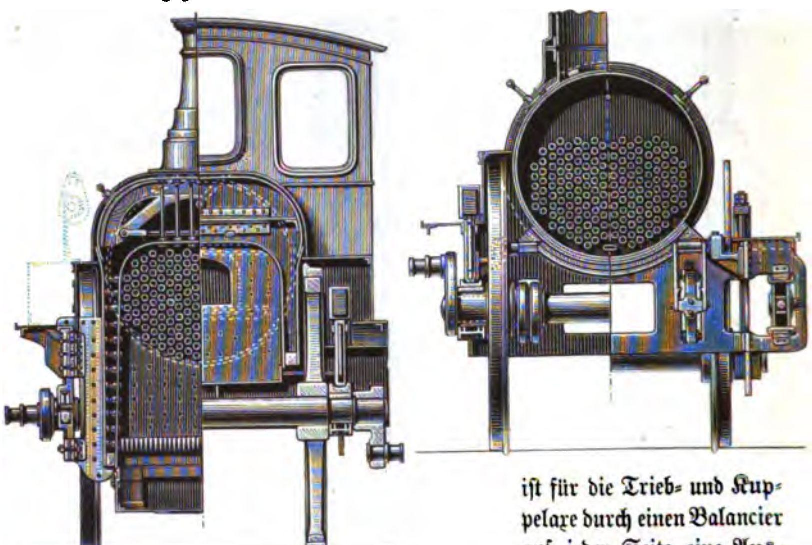
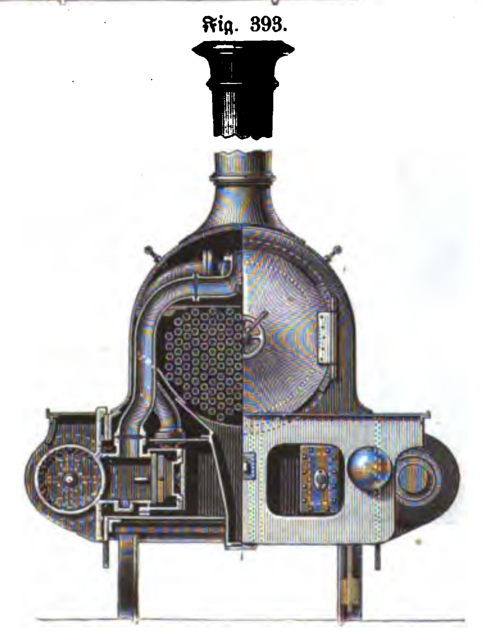


Fig. 393.



ist für die Trieb- und Kuppelaxe durch einen Balancier auf jeder Seite eine Ausgleichung der Federn erzielt. In welcher Art die Anordnung der Schieber bewirkt ist und die Bewegung derselben durch die Allan'schen Coulissen geschieht, dürfte aus den Figuren zur Genüge deutlich sein, ebenso wie der Umsteuerungsmechanismus, welcher hier durch eine Schraube ohne Händel bewegt wird. Die Feuerbüchse, welche behufs Anbringung der hinteren Axe erheblich ausgespart werden mußte, stützt sich mit angenieteten verticalen Blechträgern auf die Rahmen, während die Rauchkammer, sich nach

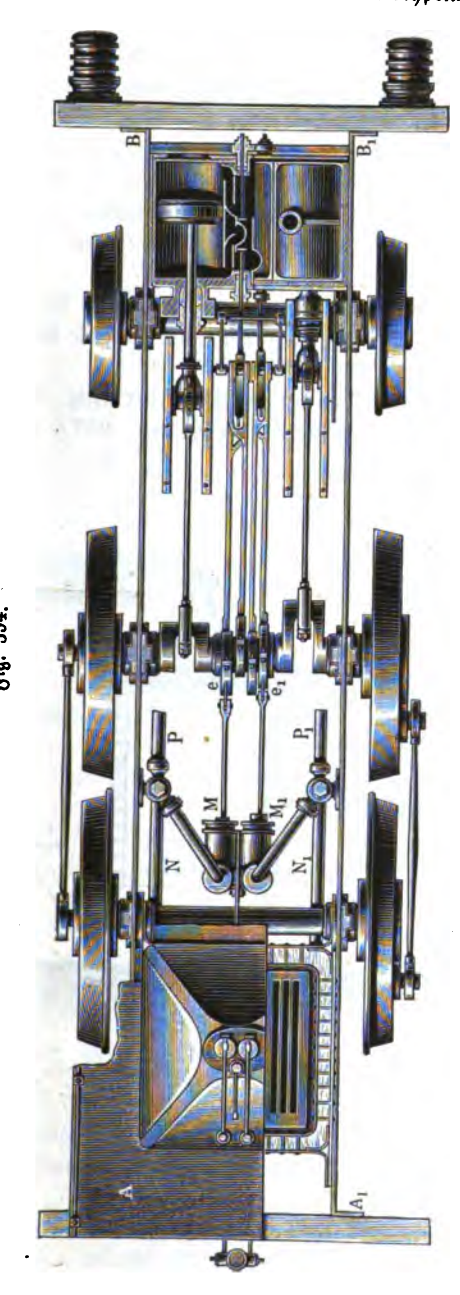


Fig. 394.

unten erweiternd, direct an die Rahmen angeschlossen ist (Fig. 393). Die in die Rauchkammer eingesetzte Zwischenwand bildet in ihrer Fortsetzung nach unten einen Wasser- und Aschensack. Eine zu beiden Langseiten angebrachte Plattform gestattet dem Führer eine bequeme Zugänglichkeit zu den auf dem Kessel befindlichen Theilen.

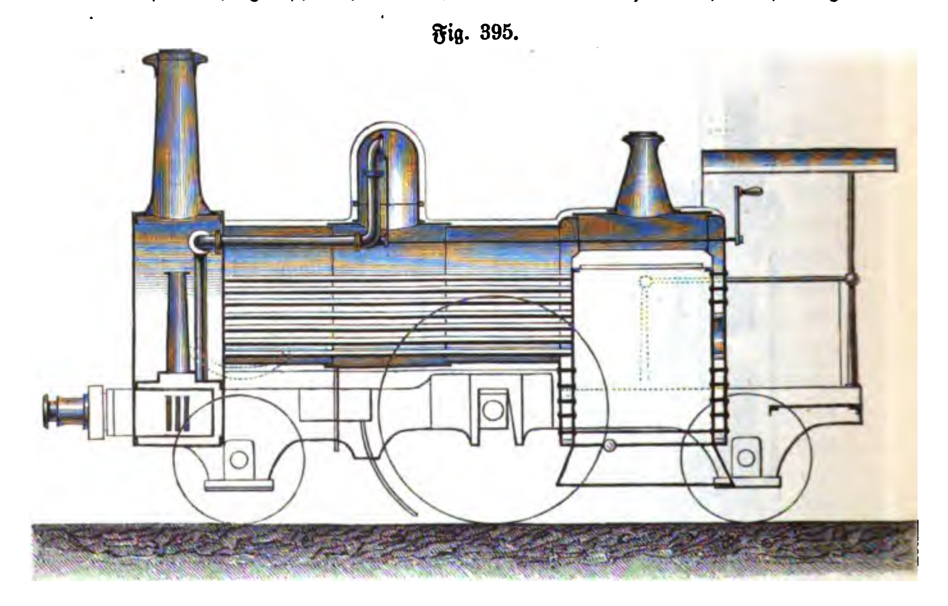
Die Anordnung der Locomotiven mit innenliegenden Cylindern dürfte nach dem Vorstehenden aus der Fig. 394 verständlich sein. Hierbei sind die Rahmen AB innerhalb der Triebräder, die Kuppelstangen aber, wie dies immer geschieht, außen angeordnet. Die Cylinder haben einen gemeinschaftlichen Schieberkasten für die beiden Schieber. Man bemerkt ferner in M die beiden horizontalen Speisepumpen, deren Plungerkolben von den beiden Steuerungsexcentern e und e_1 ihre Bewegung erhalten, und welchen durch die Saugröhren N aus dem Tender das Wasser zugeführt wird, um durch die Steigröhren P in den Kessel gedrückt zu werden. Solche Speisepumpen wendet man neuerdings fast

gar nicht mehr an, sondern man bedient sich meistens der Giffard'schen Injecteure oder Dampfstrahlpumpen (s. dort), welche neben ihrer einfachen Einrichtung und dem Wegfall aller mechanischen Bewegungstheile den Vortheil darbieten, jederzeit auch im Ruhezustande der Maschine zur Kesselspeisung verwendbar zu sein. Als einen Nachtheil der Dampfstrahlpumpen kann man dagegen anführen, daß dieselben eine Vorwärmung des Speisewassers durch die abgehenden Dämpfe der Maschine nicht gestatten, da das Ansaugen heißen Wassers durch die Injectoren mit Schwierigkeiten verbunden ist.

In Bezug auf die verschiedenen Locomotivconstructionen wird es für den vorliegenden Zweck genügen, die hauptsächlichsten Systeme durch die folgenden typischen Skizzen vorzuführen.

Schnellzuglocomotive von Beyer*) in Manchester (Fig. 395), mit freier (ungekuppelter) Triebaxe und inneren Cylindern, 937,6 engl.

Fig. 395.



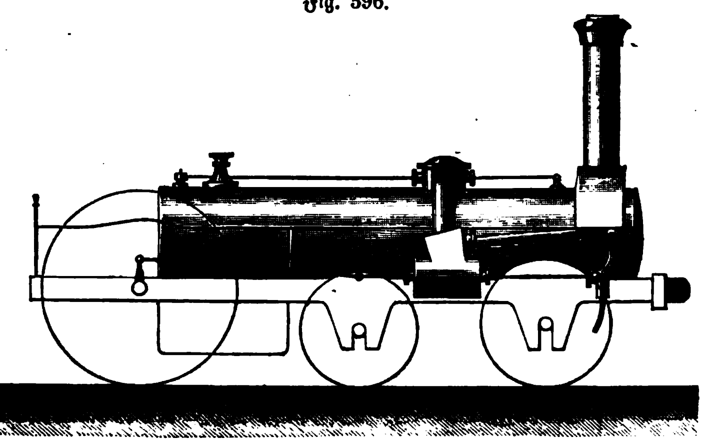
Quadratfuß = 87,1 qm Heizfläche und 22,5 Tonnen Gewicht, von denen 9,8 Tonnen auf die Triebaxe, 5,4 Tonnen auf die Hinteraxe und 7,3 Tonnen auf die Vorderaxe kommen. Diese Maschinen, welche in England für leichte Züge und schnellen Gang sehr beliebt sind, werden in Deutschland

*) Diese Figur sowie die Figuren 396, 400, 401 und 403 sind Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre, Bd. III, entnommen.

kaum noch neu ausgeführt, da man hier auch für Schnellzuglocomotiven die Kuppelung zweier Axen zur Erzielung der nöthigen Adhäsion vorzieht.

Schnellzugmaschine nach dem System Crampton (Fig. 396). Die Verlegung der Triebaxe hinter die Feuerbüchse gestattet die Anwendung

Fig. 396.



hoher Triebräder bei tiefer Lage des Kessels, daher die Erzielung großer Stabilität. Als Nachtheil gilt der große Radstand, welcher in Curven beschwerlich ist, und die zur Erreichung hinreichender Adhäsion ungenügende Belastung der Triebaxe, während die bedeutende Belastung der Vorderaxe einen stoßenden Gang veranlaßt. Man hat daher dieses System, welches seiner Zeit viele Erwartungen rege machte, jetzt fast ganz verlassen.

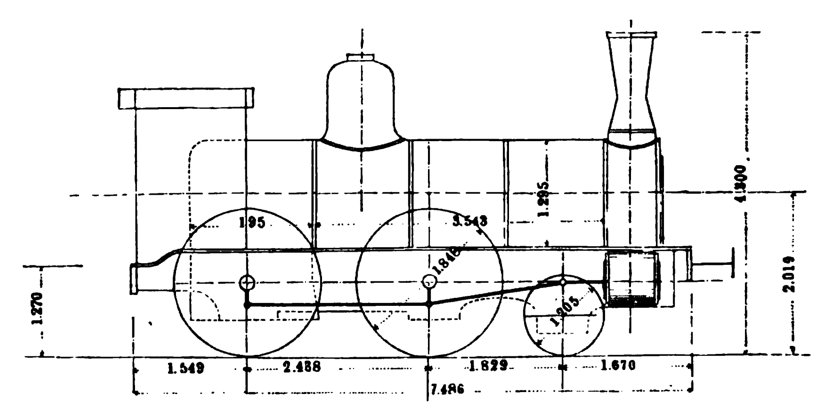
Personenzugmaschine der Hannov. Staats-Bahn*) (Fig. 397 a. f. S.). Die Anordnung der Mittelaxe als Triebaxe und der hinteren, unter der Feuerbüchse liegenden Axe als Kuppelaxe ist für Personen- und gemischte Züge sehr gebräuchlich. Manche Bahnen (Bergisch-Märkische) bringen die (vordere) Laufaxe in einem Bisselgestell (s. §. 79) an, andere verwenden die hintere Axe als Laufaxe und kuppeln die vordere mit der in der Mitte gelegenen Triebaxe. Letztere Anordnung ermöglicht wegen der größeren Belastung der Vorderaxe zwar die Erzielung einer größeren Adhäsion, doch ist die durch den verticalen Kreuzkopfsdruck periodisch erzeugte Entlastung der Vorderaxe von Nachtheil bei dieser Construction.

Güterzugmaschine der Hannov. Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (Fig. 398 a. f. S.) von 39 Tonnen Dienstgewicht, 126,5 qm Heizfläche und 0,471 m Cylinderdurchmesser bei 0,610 m Kolbenhub. Um das

*) Fig. 397 bis 399, 402, 404 und 406 sind dem Werke von Petzholdt entnommen.

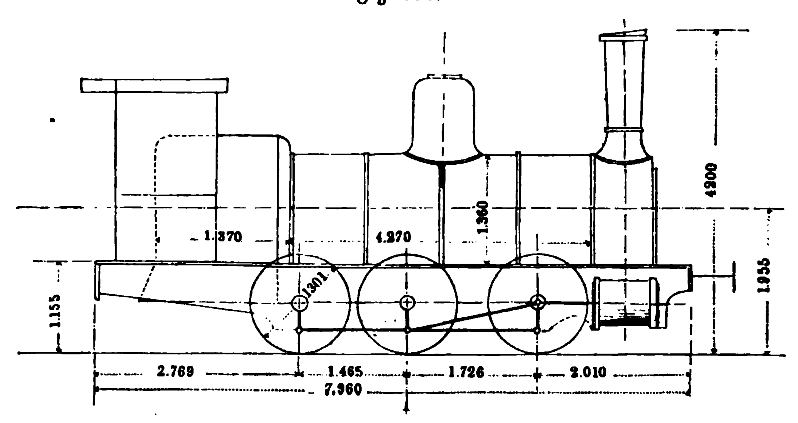
ganze Locomotivgewicht auf Adhäsion nutzbar zu machen, werden bei den Güterzugmaschinen alle drei Axen gekuppelt (Sechskuppler), als Triebaxe

Fig. 397.



dient meistens die Mittelaxe. Die zur Erzielung genügender Heizfläche erforderliche große Länge der Röhren (hier 4,27 m) gestattet die Anbringung sämmtlicher Axen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer.

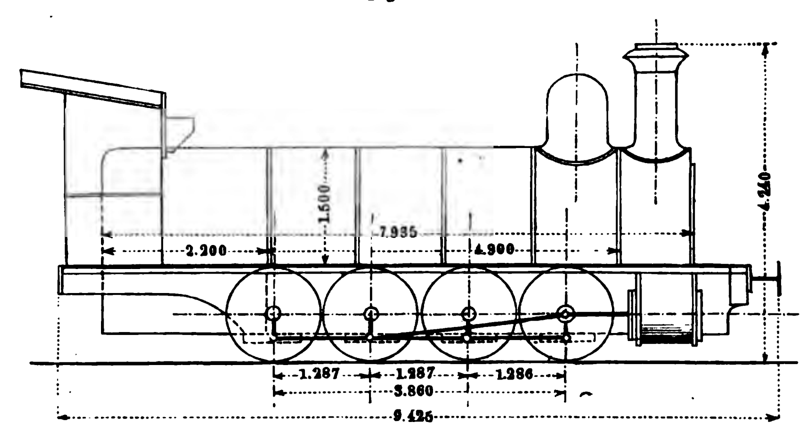
Fig. 398.



Güterzugmaschine mit vier gekuppelten Axen (Achtkuppler) für die Midi-Bahn, gebaut von Schneider & Co. in Creuzot (Fig. 399). Dienstgewicht 55 Tonnen, Heizfläche 208 qm, Cylinderdurchmesser 0,54 m, Kolbenhub 0,610 m.

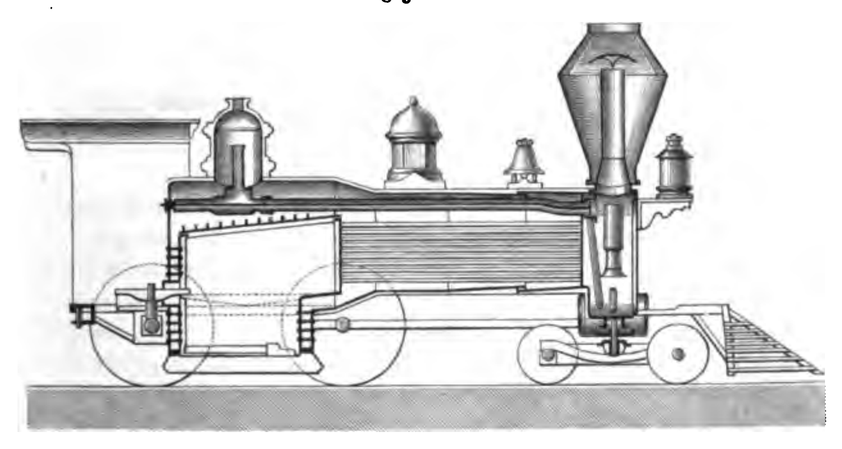
Zum Güterbetrieb auf Bahnen mit ungünstigen Längenprofilen und auf Gebirgsbahnen wendet man vielfach vier gekuppelte Axen an, von denen

Fig. 399.



meistens die dritte Axe zur Triebaxe gewählt wird, um lange Lenkerstangen zu erhalten. Die beiden vorderen Axen sind in vorstehendem Falle in ihren Lagern der Curven wegen verschiebbar gemacht.

Fig. 400.

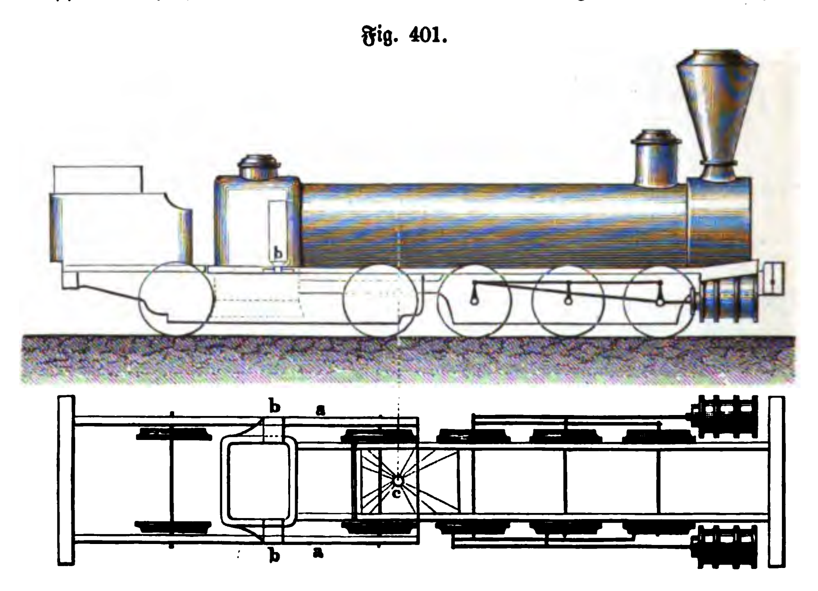


Amerikanische Personenzugmaschine (Fig. 400) mit drehbarem Vordergestell (Truck). Außer dem Untergestell sind den amerikanischen Locomotiven die kräftigen, schirmartig vorgebauten Bahnräumer (Kuhfänger)

eigenthümlich, zur Sicherung vor weidendem Vieh in den Prairien. Die amerikanischen Güterzugmaschinen haben drei gekuppelte Axen und vorn meistens ebenfalls das vierrädrige Drehgestell (Bogiegestell) oder auch ein einaxiges Gestell nach Art des Bissel'schen, so daß diese Locomotiven entweder zehn oder acht Räder haben. Von dem etwa 30 Tonnen betragenden Gewichte entfallen ungefähr 21 Tonnen auf die drei Kuppelaxen und 9 Tonnen auf das vierrädrige Truckgestell.

Gebirgsmaschine, System Engerth (Fig. 401). Die drei gekuppelten Axen, von denen die dritte als Triebaxe figurirt, sind so nahe

Fig. 401.



zusammengestellt, daß der Radstand nur 2,29 m beträgt. Zur Unterstützung der überhängenden Feuerbüchse dient das nach vorn verlängerte Tendergestell, dessen vordere Axe sich unter dem Locomotivkessel befindet, und auf dessen Rahmen *a*, welche die Feuerbüchse zwischen sich fassen, die letztere mit kugelförmigen Zapfen *b* und verschieblichen Lagern sich stützt. Die Verbindung des Tenders mit der Locomotive geschieht durch einen verticalen Zapfen *c*. Um das ganze Gewicht der Maschine und des Tenders zur Erzeugung von Adhäsion nutzbar zu machen, versuchte man anfangs, die Triebaxe der Locomotive mit der vorderen Tenderaxe durch zwei gleich große Zahnräder mit zwischengelegtem Wechselrade zu kuppeln, mußte aber davon zurückstehen.

Das ganze Gewicht der ersten Semmeringlocomotiven dieses Systems von 56 000 kg vertheilte sich zu etwa 39 200 kg auf die drei gekuppelten Loco-

motivaxen und zu 16 800 kg auf die beiden Axen des Tenders. Die Heizfläche betrug 155 qm und die Cylinder hatten bei 0,475 m Durchmesser 0,672 m Hub.

Die von P. Fink construirte Berglocomotive „Steierdorf“ unterscheidet sich im Wesentlichen von der Engerth-Locomotive dadurch, daß die Triebaxe mit der vorderen Tenderaxe mittelst einer vertical über der letzteren auf dem Tenderrahmen gelagerten Blindaxe gekuppelt ist, indem diese Blindaxe (ohne Räder) auf jeder Seite mit einer Kurbel versehen ist, welche durch Kuppelstangen mit der Kurbel der Triebaxe sowohl wie mit derjenigen der vorderen Tenderaxe verbunden ist. Da ferner die beiden Tenderaxen ebenfalls gekuppelt sind, so wird vermöge dieser Anordnung das ganze auf den fünf Axen ruhende Gewicht der Locomotive und des Tenders zur Adhäsionserzeugung verwendet.

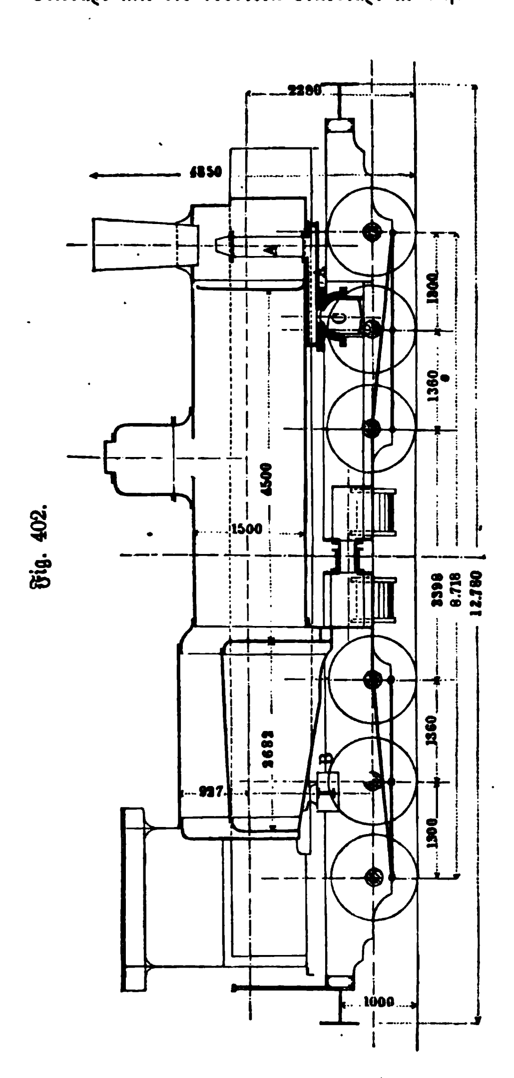


Fig. 402.

Berglocomotive mit vier Cylindern nach dem System Meyer (Fig. 402). Bei dieser Tenderlocomotive ist der Kessel in drei Punkten B u. C auf zwei gesonderten dreiaxigen Radgestellen gelagert, von denen jedes seine besondere zweicylindrige Dampfmaschine besitzt. Da die Axen jedes Gestelles unter sich ver-

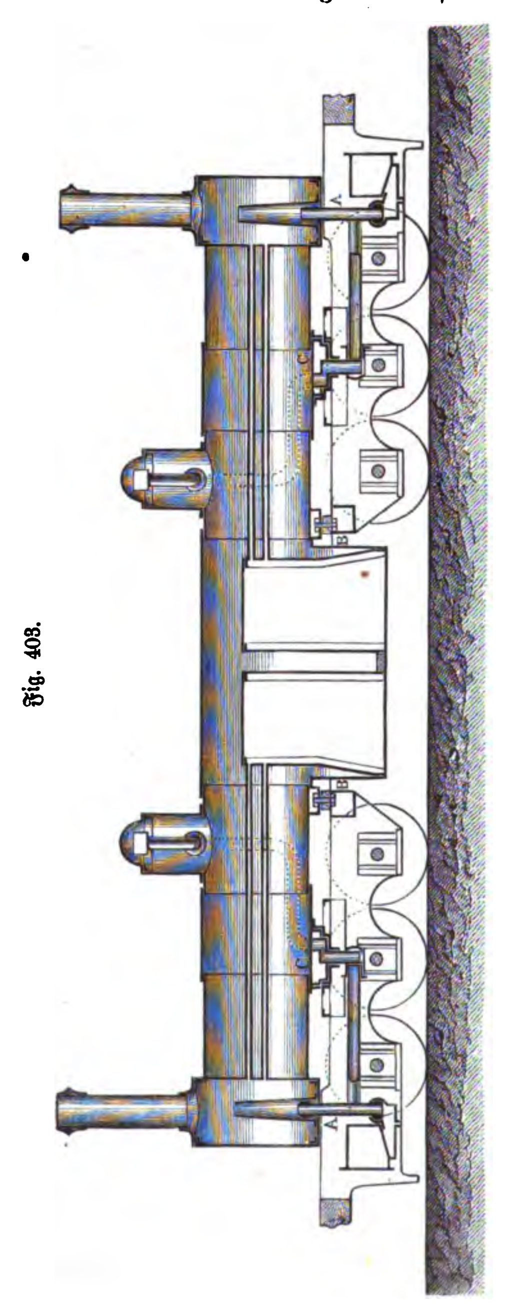


Fig. 403.

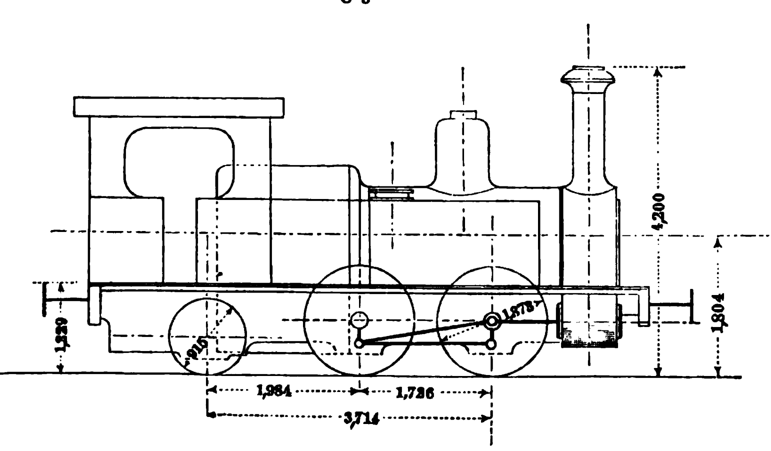
kuppelt sind, so wird das ganze Gewicht der Locomotive auf Adhäsion ausgenutzt. Die Lagerung des Kessels geschieht auf dem vorderen Gestelle in dem Drehzapfen *C* und auf dem hinteren Gestelle zu beiden Seiten in zwei gleichfalls beweglichen Stützpunkten *B*, so daß die beiden Motorschemel unabhängig von einander beweglich sind, und sich in Curven richtig einstellen können. Die Zuführung des Dampfes erfolgt durch ein die beiden Schieberkästen verbindendes gelenkiges Rohr, welches die Bewegung der Motorgestelle zuläßt, während der abgehende Dampf durch den hohlen Kugelzapfen *C* des Vordergestelles entweicht. Die Einrichtung ist so getroffen, daß man nach Bedarf mit beiden oder mit nur einer Maschine arbeiten kann. Die dargestellte, in Wien zur Ausstellung gekommene Maschine war als Tendermaschine construirt, und zur Aufnahme von 3000 kg Kohlen und 7450 kg

Wasser in den an den Längsseiten angebrachten Reservoiren befähigt. Das complete Dienstgewicht betrug 71 900 kg. Die totale Heizfläche 205 qm. Die Kolben hatten 0,44 m Durchmesser bei 0,5 m Hub.

Berglocomotive nach dem System Fairlie (Fig. 403). Auch diese Locomotiven haben zwei dreiaxige Truckgestelle mit je einer completen Dampfmaschine; die Cylinder liegen hier an den Enden, während in der Mitte des Kessels zwei Feuerungen angeordnet sind, von denen jede ihren besonderen Schornstein und Röhrenapparat hat. Die Unterstützung des Kessels geschieht außer durch die beiden hohlen Drehzapfen *C*, welche gleichfalls zur Dampfzuführung dienen, noch durch die Traversen *B*. Die Abführung des gebrauchten Dampfes wird durch die in Stopfbüchsen beweglichen Röhren *A* bewirkt. Die Zu- und Abführung des Dampfes bildet bei diesen Maschinen, ebenso wie bei den vorherigen Meyer'schen, wegen der Beweglichkeit der Gestelle eine Hauptschwierigkeit. Es kann schließlich bemerkt werden, daß Maschinen von im Wesentlichen derselben Bauart wie die Meyer'sche und Fairlie'sche bereits an der Concurrenz der Semmeringlocomotiven (1851) Theil nahmen, zu welcher der Fabrikant Günther in Wiener-Neustadt eine Locomotive von der Art der Meyer'schen sandte, während Cockerill in Seraing eine Locomotive lieferte, welche im Wesentlichen mit den jetzt unter dem Namen der Fairlie'schen bekannten Locomotiven übereinstimmte.

Tendermaschine von Schwartzkopff (Fig. 404). Die hintere Axe ist hier Laufaxe, die beiden vorderen Axen sind gekuppelt und tragen von dem 35 000 kg betragenden totalen Dienstgewichte 26 000 kg. Die Wasserreservoire

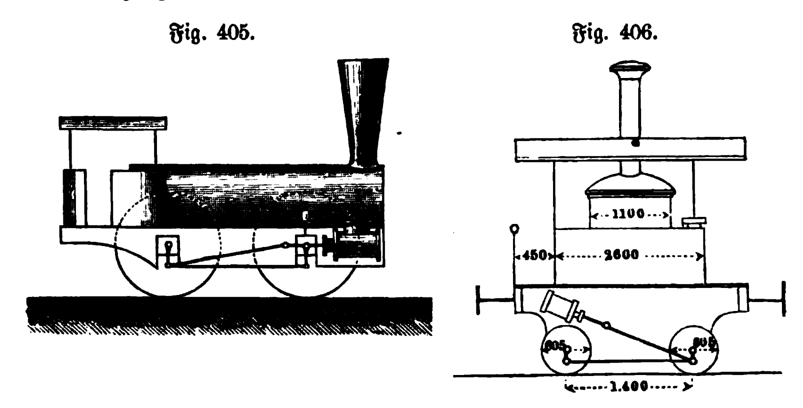
Fig. 404.



zu beiden Längsseiten des Kessels nehmen 8500 kg Wasser, die Kohlenbehälter auf der Rückseite der Plattform 1050 kg Kohlen auf, so daß diese Maschine wegen des geringen Kohlenquantums nur für kurze Strecken und zum Rangirdienste geeignet erscheint. Die Heizfläche beträgt 74,4 qm, die Kolben haben bei 0,420 m Durchmesser 0,560 m Hub.

Vierrädrige Tenderlocomotive von G. Krauß in München (Fig. 405). Diese Locomotiven eignen sich besonders zum Rangiren, ferner für Industriebahnen und secundäre Bahnen, überall da, wo die zu befördernden Massen und die zu erzielenden Geschwindigkeiten nur mäßige sind. Wegen des kurzen Radstandes sind diese Maschinen besonders für Curven geeignet.

Fig. 405. Fig. 406.



Tenderlocomotive mit stehendem Kessel von Cockerill (Fig. 406). Diese Maschinen werden hauptsächlich für Industrie- und secundäre Bahnen, sowie auch zum Rangirdienste auf Bahnhöfen verwendet. Die geneigt angeordneten Cylinder haben bei 0,200 m Durchmesser 0,250 m Hub, das Dienstgewicht von 7500 kg wird vermöge der Kuppelung der Axen vollständig zur Erzeugung von Adhäsion verwendet.

§. 87. **Widerstand auf Eisenbahnen.** Der Widerstand, welcher sich der Bewegung der Wagen auf der Eisenbahn entgegenstellt, setzt sich auf gerader und horizontaler Bahn zusammen aus den Widerständen der Zapfenreibung, der rollenden Reibung zwischen den Schienen und den Rädern, des Luftwiderstandes und den durch Unebenheiten der Bahn hervorgerufenen Widerständen. Auf steigenden Bahnstrecken tritt hierzu noch die betreffende Gewichtscomponente des ganzen Wagenzuges hinzu, und in Curven ergeben sich noch besondere Reibungswiderstände aus der ungleichen Länge der beiden Schienenstränge und der seitlich wirkenden Centrifugalkraft.

Die Zapfenreibung eines Zapfens bestimmt sich zu φQ, wenn Q die gesammte aus der Nutzlast Q_n und dem Wagengewichte $W = \nu Q_n$ resultirende Belastung des Zapfens bedeutet, und man erhält, unter ϱ den Zapfenhalbmesser, unter r denjenigen der Räder verstanden, die zur Ueberwindung der Zapfenreibung eines Wagenzuges erforderliche Zugkraft

$$W_z = \varphi \frac{\varrho}{r} Q = \varphi \frac{\varrho}{r} (1 + \nu) Q_n.$$

In dem Wagengewichte νQ_n ist hier das Gewicht der Räder R nicht mit inbegriffen, da dieses Gewicht Zapfenreibung nicht erzeugt.

Die zur Ermittelung der Zapfenreibung angestellten Versuche haben den Werth von φ sehr verschieden ergeben, je nach der Verwendung von Dickschmiere oder dünnflüssiger Schmiere (bei letzterer geringer als bei ersterer); man kann bei Anwendung von Oelschmiere und Compositionslagern etwa $\varphi = 0{,}01$ annehmen, und da das Verhältniß $\frac{\varrho}{r}$ im Durchschnitt bei Eisenbahnwagen $^1/_{12}$ ist, so hat man den Zapfenreibungswiderstand

$$W_z = \frac{Q}{1200} = 0{,}00083\, Q$$

zu setzen, unter Q hier wie später die Bruttolast, bestehend aus Nutzlast und Wagengewicht, verstanden. Es mag übrigens bemerkt werden, daß der Zapfenhalbmesser ϱ zwischen 33 und 48 mm, der Radhalbmesser zwischen 0,47 und 0,50 m schwankt.

Die rollende Reibung der Räder auf den Schienen kann man nach Pambour für eine Belastung der Axe gleich Q zu

$$0{,}5 \frac{Q + R}{r}$$

annehmen, wenn R das Gewicht der Axe mit den beiden Rädern, also $Q + R$ den Schienendruck bedeutet, und wenn r in Millimetern gegeben ist. Setzt man hier durchschnittlich $r = 500$, so hat man daher den Widerstand der rollenden Reibung

$$W_r = 0{,}001\, (Q + R).$$

Hinsichtlich des Gewichtes R der Räder kann man eine gewöhnliche Eisenbahnaxe incl. der beiden Räder zu 1 Tonne = 1000 kg annehmen.

Der Luftwiderstand macht sich besonders bei schnellem Fahren bemerklich, da dieser Widerstand nach Thl. I mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst. Insbesondere kann dieses Hinderniß noch durch den Wind vergrößert werden, da die Größe des Luftwiderstandes von der relativen Geschwindigkeit der Wagen gegen die Luft abhängig ist. Bezeichnet c die Geschwindigkeit der Wagen und v diejenige des Windes, dessen Richtung

den Winkel α mit der Richtung des Zuges bildet, so bestimmt sich der Widerstand der Luft gegen die Stirnfläche F des Zuges zu

$$W_l = \zeta F (c \mp v \cos \alpha)^2,$$

worin ζ einen Erfahrungscoefficienten bedeutet. Gleichzeitig wirkt dabei der Wind mit einer Seitenkraft

$$S = \zeta F_1 (v \sin \alpha)^2$$

auf die Längsfläche F_1 der Wagen, wodurch dieselben seitlich verschoben werden können, so daß die Spurkränze der dem Winde abgewendeten Seite an den Schienenköpfen gleiten. Hierdurch nicht nur, sondern auch in Folge der conischen Radreifen werden gewisse Reibungen erzeugt. Wenn nämlich der Wagen seitlich verschoben wird, so läuft das windabwärts gelegene Rad mit einem Halbmesser $r + \delta$ und das dem Winde zugekehrte mit einem Halbmesser $r - \delta$ auf den Schienen, wobei δ von der Größe der Seitenverschiebung und der Conicität der Radreifen abhängt. Daher tritt an jedem Rade während einer Umdrehung, d. h. während eines Wagenweges gleich $2\pi r$ ein Gleiten ein um $2\pi\delta$, und es beziffert sich der hieraus resultirende Frictionswiderstand zu

$$W_f = \frac{\delta}{r} \varphi Q.$$

Da man nun zur Bestimmung von δ ähnlich wie in §. 59 die Beziehung

$$S : Q = 2\delta : 2b$$

hat, unter $2b$ die Spurweite verstanden, so findet sich auch

$$W_f = \varphi \frac{b}{r} S = \varphi \frac{b}{r} \zeta F_1 (v \sin \alpha)^2.$$

Dieser Werth giebt die Reibung an den Laufflächen; wenn bei starkem Winde die Spurkränze gegen die Schienenköpfe gedrückt werden, fällt dieser Widerstand noch größer aus.

Auch an den Seitenflächen der Wagen findet ein gewisser Luftwiderstand statt, welchen man direct proportional mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit $c + v \cos \alpha$ anzunehmen pflegt.

Nach den Versuchen von Pambour kann man den Luftwiderstand in Kilogrammen zu

$$W_l = 0{,}005064\, F c^2$$

annehmen, wenn c die Geschwindigkeit des Zuges in Kilometern pro Stunde und F die dem Luftwiderstande ausgesetzte Fläche in Quadratmetern bedeutet. Diese Fläche soll man zu 6,5 qm für die Locomotive und außerdem für jeden angehängten Wagen noch zu 0,93 qm annehmen, so daß bei n Wagen $F = 6{,}5 + 0{,}93\, n$ zu setzen ist.

Nach anderen von Vuillemin, Dieudonné und Guébhard gemachten Versuchen beträgt der Widerstand in Kilogrammen

$$W_l = 0{,}009\ F c^2$$

für Züge mit 32 bis 50 km Geschwindigkeit per Stunde,

$$W_l = 0{,}006\ F c^2$$

für $c = 50$ bis 65 km und

$$W_l = 0{,}004\ F c^2$$

für $c = 70$ bis 80 km.

Hier ist eine Stirnfläche des Zuges $F = 5$ qm vorausgesetzt. Bei ungünstigem Winde sollen die Widerstände jedoch den doppelten Betrag erreichen können.

Der aus der Unebenheit der Bahn resultirende Widerstand hängt natürlich ganz von dem mehr oder minder vollkommenen Zustande der Geleise ab, und entzieht sich einer Berechnung. Auch bei regelrechter Beschaffenheit der Geleise veranlassen die an den Schienenstößen vorhandenen Zwischenräume dadurch gewisse Kraftverluste, daß die Räder in jedem solchen Zwischenraume um eine kleine Größe sinken und darauf wieder gehoben werden müssen, wobei durch den Stoß des Rades gegen das Schienenende eine gewisse lebendige Kraft verloren geht. Dieser Stoßverlust trifft hauptsächlich nur die nicht abgefederte Masse der Räder und Axen, und man kann den Verlust an lebendiger Kraft in derselben Weise berechnen, wie es in §. 51 für ein Wagenrad geschehen ist, das auf dem Steinpflaster bewegt wird. Die dort entwickelte Formel

$$P = Q\,\frac{a^2}{r^2 e}\,\frac{v^2}{2g}$$

gilt daher auch hier, wenn man für a den Zwischenraum zwischen zwei Schienen und für e die Länge derselben, sowie für Q das nicht abgefederte Gewicht der Axen und Räder einführt. Nimmt man das Gewicht einer Axe mit ihren Rädern zu 1000 kg, die Entfernung a zu 4 mm, und die Schienenlänge zu 6,5 m an, so erhält man bei einer Geschwindigkeit des Zuges von 20 m per Secunde den Widerstand zu

$$P = 1000\,\frac{4^2}{500^2 \, . \, 6{,}5}\,\frac{20^2}{2 \, . \, 9{,}81} = 0{,}2\ \text{kg}$$

pro Axe.

Der Widerstand auf Steigungen ergiebt sich einfach aus der betreffenden mit der Bahn parallelen Componente der Last zu $Q \sin \alpha$, wenn man mit α den Neigungswinkel der Bahn bezeichnet. Streng genommen wird hier die Zapfenreibung und rollende Reibung geringer ausfallen, als auf horizontaler Strecke, insofern der Normaldruck nun durch $Q \cos \alpha$ ausgedrückt ist, doch ist bei allen Eisenbahnen der Neigungswinkel α so klein, daß man dabei

immer $\cos\alpha = 1$ und $\sin\alpha = \tan g\,\alpha$, d. h. gleich dem Steigungsverhältnisse n setzen darf. Bezeichnet man daher mit φ etwa den Widerstandscoefficienten auf horizontaler Bahn, so läßt sich der Widerstand auf einer im Verhältnisse n ansteigenden Bahnstrecke zu

$$W_s = (\varphi \pm n)\,Q$$

setzen, worin das positive Zeichen für die Bergfahrt, das negative für die Thalfahrt gilt. Es ist klar, daß in letzterem Falle anstatt der Zugkraft eine Bremswirkung eintreten muß, sobald $n > \varphi$ ist.

Der Widerstand auf Steigungen ist der bedeutendste von allen, und die Stärke der Locomotiven ist hauptsächlich nach ihm zu bestimmen. Aus dem Ausdrucke für diesen Widerstand $W_s = (\varphi + n)\,Q$ erkennt man auch leicht, daß der Vortheil der Eisenbahnen gegenüber den gewöhnlichen Straßen um so mehr zurücktritt, je beträchtlicher die zu überwindenden Steigungen sind. Denn während der aus der Verringerung der rollenden Reibung auf der Eisenbahn hervorgehende Vortheil für horizontale Bahnstrecken sehr erheblich ist, so nähern sich die Zugwiderstände auf der Eisenbahn und Landstraße einander um so mehr, je größer der Steigungswiderstand $Q \sin\alpha$ wird, welcher letztere Widerstand natürlich für alle Straßen von gleicher Neigung derselbe ist. Bei größeren Steigungen hören daher Eisenbahnen sehr bald auf, rentabel zu sein, und darin liegt der Grund, warum man die Steigungsverhältnisse selten größer nimmt, als 1 : 40; auch wenn man nicht schon durch die Adhäsionsverhältnisse der Locomotiven in der Anwendung starker Steigungen begrenzt sein würde.

Es kann bemerkt werden, daß man sich zur Ueberwindung kurzer Steigungen mit Vortheil der lebendigen Kraft bedienen kann, welche man vor der steigenden Strecke in dem Zuge dadurch aufgespeichert hat, daß man ihm eine thunlichst große Geschwindigkeit ertheilte. Wenn diese Geschwindigkeit v_1 sich während der Ersteigung der Strecke von der Länge l und der Neigung n auf v_2 vermindert, so hat man dafür die Gleichung

$$W l = (\varphi + n)\,Q l = Z l + (M + m)\,\frac{v_1^2 - v_2^2}{2},$$

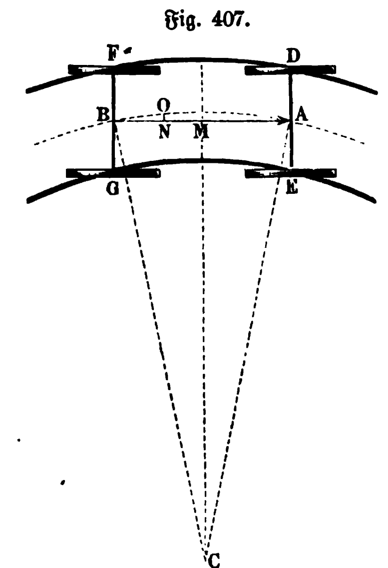
wenn $M = \frac{Q}{g}$ die Masse des ganzen Zuges und m die auf die Radumfänge reducirte Masse der rotirenden Theile (Axen und Räder) bezeichnet.

Hieraus ist zu ersehen, in wieweit die lebendige Kraft des Zuges der Zugkraft Z der Locomotive zu Hülfe kommt. Mit Rücksicht hierauf muß es vortheilhaft erscheinen, wenn von einem Bahnhofe aus die Bahn nach beiden Seiten eine geringe Neigung erhält, da die ankommenden

Züge in Folge des Ansteigens ihre Geschwindigkeit ohne Hülfe der Bremsen ermäßigen, während die abgehenden Züge durch das Bergablaufen in kurzer Zeit die gewünschte Fahrgeschwindigkeit erlangen. Dies ist namentlich für Schnellzüge von Wichtigkeit, welche während der Fahrt nur mäßige Zugkraft erfordern, deren Maschinen aber während des Anfahrens in der Regel große Leistungen ausüben müssen, um die Dauer des Anlaufes möglichst zu verringern.

Zu den bisher besprochenen Hindernissen gesellen sich in gekrümmten Bahnstrecken noch gewisse Curvenwiderstände. Es ist schon in §. 65 angeführt worden, daß in Curven, wo die Wagen durch die Centrifugalkraft nach außen gedrückt werden, die conische Form der Radreifen in der Weise zur Wirkung kommt, daß der äußere längere Schienenstrang mit einem größeren Radumfange befahren wird, als der innere kürzere. Da es hierbei nicht immer möglich ist, namentlich nicht bei ausgelaufenen Radkränzen, daß die berührenden Radumfänge sich genau wie die Curvenradien der beiden Schienenstränge verhalten, so wird hieraus eine gleitende Reibung folgen, welche etwa so zu bestimmen ist, wie diejenige, die aus einer Querverschiebung der Wagen auf geradem Geleise durch seitlichen Winddruck herbeigeführt wird.

Fig. 407.



Abgesehen von dieser aus der Längendifferenz beider Schienenstränge hervorgehenden Reibung tritt in Curven noch ein anderer Reibungswiderstand dadurch auf, daß die Axen fortwährend in der Richtung des Curvenradius einer geringen Verschiebung nach auswärts ausgesetzt sind. Während nämlich die Axe B, Fig. 407, den kleinen Weg BN in der Längenrichtung durchläuft, muß die Axe sich in ihrer Längsrichtung um die Größe NO quer über das Geleise verschieben. Bezeichnet nun $\varrho = BC$ den Curvenradius, und $e = AB$ den Abstand der Axen, so hat man, unter s den Weg BN verstanden, aus der Aehnlichkeit der Dreiecke

$$NO : s = \frac{e}{2} : \varrho, \text{ oder } NO = \frac{s\,e}{2\,\varrho}.$$

Ist nun φ der Coefficient der gleitenden Reibung, so hat man die aus der radialen Verschiebung resultirende Widerstandsarbeit auf dem Wege s zu

$$\varphi Q . NO = \varphi Q \frac{s e}{2 \varrho},$$

also die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft

$$W_c = \varphi Q \frac{e}{2 \varrho},$$

d. h. direct dem Radstande und umgekehrt dem Curvenradius proportional. Bei Wagen mit drei festen Axen ist hier unter e die Entfernung der äußersten Axen, bei einem drehbaren Radgestelle die Entfernung der in demselben angebrachten Axen zu verstehen.

Die gedachte radiale Verschiebung der Axen kann nur dadurch bewirkt werden, daß die Spurkränze der inneren Räder G sich mit ihren Hohlkehlen gegen die Köpfe der Schienen legen und durch eine keilartige Wirkung die Verschiebung hervorbringen. Hierbei entsteht ein anderer Reibungswiderstand, dessen Weg bei jeder Radumdrehung gleich der Differenz zu setzen ist zwischen dem Umfange $2 \pi r_1$ des Kreises, in welchem der Spurkranz den Schienenkopf berührt, und des Kreises $2 \pi r$, mit welchem der Laufkranz auf der Schiene fortrollt. Da die zur seitlichen Verschiebung der Axe erforderliche Kraft gleich φQ ist, so ist die hier in Rede stehende seitliche Reibung gleich $\varphi (\varphi Q)$ anzunehmen, so daß der hierdurch hervorgerufene Zugwiderstand durch

$$W_c = \varphi^2 Q \frac{r_1 - r}{r}$$

ausgedrückt ist. Bei der Braunschweigischen Bahn wird der Widerstand einer Curve, deren Radius ϱ Meter beträgt, gleich dem einer Steigung von $\frac{0,76}{\varrho}$ angenommen. Eine andere unter englischen Ingenieuren gebräuchliche Regel setzt diesen Widerstand gleich dem einer Steigung $\frac{1}{\varrho}$, wenn ϱ in Yards (à 0,914 m) gegeben ist, was für Metermaß mit $\frac{0,914}{\varrho}$ übereinkommt.

Nach den über den Zugwiderstand auf Eisenbahnen angestellten Messungen kann man pro Tonne (1000 kg) Bruttolast einen Widerstand rechnen von etwa

5 kg für Güterzüge mit 15 bis 20 km Geschwindigkeit pro Stunde,
8 bis 10 kg für Personen- und gemischte Züge mit 40 km Geschwindigkeit,
15 kg für Schnellzüge mit 60 km Geschwindigkeit.

Auch über den Widerstand, welchen die Locomotiven ihrer eigenen Bewegung entgegensetzen, sind mehrfach Dynamometerversuche angestellt, von

denen die auf der französischen Ostbahn angestellten pro Tonne des Eigengewichtes der Locomotive einen Widerstand ergaben von:

8 kg für Maschinen mit freier Triebaxe,
12,6 kg für Maschinen mit zwei gekuppelten Axen,
15,22 kg für Maschinen mit drei gekuppelten Axen,
21,5 kg für Maschinen mit vier gekuppelten Axen,
6 kg für vierrädrige Tender.

Allgemein kann man den Widerstand der Eisenbahnwagen durch den Ausdruck

$$Q\,(a + b v^2) = W$$

darstellen, worin a und b gewisse constante Erfahrungszahlen sind. Diese Formel soll auch im Folgenden zu Grunde gelegt und dabei nach Sternberg*) für die Eisenbahnwagen

$$a = 0{,}003 \text{ und } b = 0{,}00002$$

angenommen werden, vorausgesetzt, daß die Geschwindigkeit v in Metern pro Secunde gegeben ist. Für die Locomotive kann man denselben Ausdruck gebrauchen, wenn man zur Berücksichtigung der Reibungswiderstände der Maschinentheile (Kolben, Kreuzköpfe, Kurbelstangen 2c.) in der leergehenden Maschine das Locomotivgewicht L in dem $^7/_6 = 1{,}17$ fachen Betrage in Rechnung stellt.

Leistung der Locomotiven. Die mittlere Zugkraft der Locomotive §. 88. wurde in §. 82 zu

$$Z = \frac{4}{\pi} K \frac{r}{R}$$

gefunden, worin K den als constant anzusehenden Kolbendruck bedeutet, welcher durch die Kolbenstange auf die Kurbel vom Halbmesser r übertragen wird, und worin R den Halbmesser der Triebräder bezeichnet. Multiplicirt man diesen Werth von Z mit der Geschwindigkeit $v = 2\pi R . u$, unter u die Anzahl der Triebaxenbrehungen pro Secunde verstanden, so erhält man die von der Locomotive pro Secunde geleistete Arbeit

$$A = Zv = K 8 r u \text{ mkg},$$

oder in Pferdekräften

$$N = \frac{A}{75} = \frac{8K}{75} r u.$$

*) S. den Artikel von Sternberg über Außergewöhnliche Eisenbahnsysteme in Heusinger v. Waldegg's Handbuch, Bd. I.

Um diese Leistung dauernd auszuüben, muß der Dampfkessel die genügende Verdampfungsfähigkeit besitzen, d. h. die Rostfläche und die feuerberührte Kesselfläche müssen entsprechende Größe haben.

Die ganze Locomotive wird daher ein gewisses Gewicht annehmen, und es möge im Folgenden der auf eine Pferdekraft entfallende Antheil des Eigengewichtes der Locomotive incl. des Tenders mit G bezeichnet, also

$$\frac{\text{Totalgewicht der Locomotive mit Tender } L}{\text{Anzahl der Pferdekräfte } N} = G$$

gesetzt sein.

Die Größe G wird zwar in jedem Falle von der Construction und Ausführung der Locomotive abhängig sein, man kann aber bei der jetzt gebräuchlichen Bauart auf Grund der darüber angestellten vergleichenden Ermittelungen durchschnittlich das Gewicht der Locomotive und des Tenders im dienstfähigen Zustande zu $G = 110$ kg für jede Pferdekraft annehmen.

Während sich dem Vorstehenden zufolge die Leistung der Dampfmaschine einer Locomotive in derselben Weise als das Product aus dem Kolbendrucke in den Kolbenweg bestimmt, wie für feststehende Dampfmaschinen in Thl. II ausführlich gezeigt worden, findet doch zwischen den letzteren und den Locomotivmaschinen ein wesentlicher Unterschied statt, welcher in der Beweglichkeit der Locomotive seinen Grund hat. Bei der stehenden Dampfmaschine nämlich bezw. bei dem durch dieselbe betriebenen Werke sind die beiden Factoren der Leistung, Kraft und Geschwindigkeit, an keine Bedingung geknüpft; man kann dabei durch etwaige eingeschaltete Transmissionstheile jeden gewünschten Druck erzeugen, welcher dann natürlich eine bestimmte und der Gesammtleistung N entsprechende Geschwindigkeit bedingt. Bei den Locomotiven dagegen ist die Größe des auszuübenden Druckes, d. h. der Zugkraft Z, von vornherein durch die Größe des auf Adhäsion wirkenden Theiles vom Locomotivgewichte bestimmt. Bezeichnet L das Gesammtgewicht der Locomotive mit Tender und wird hiervon ein gewisser auf die Trieb- und Kuppelräder entfallender Theil gleich mL auf Adhäsion wirksam gemacht, so ist die Größe der Zugkraft Z von vornherein durch den Werth

$$Z_{max} = \mu m L$$

begrenzt, wenn μ den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen Schienen und Radkränzen bedeutet, welcher im Mittel $^1/_6$ bis $^1/_8$ anzunehmen ist. Im Winter bei Glatteis, sowie bei nebelichtem regnerischem Wetter und in Tunneln wird der Reibungscoefficient wegen der Feuchtigkeit oft erheblich kleiner, man nimmt in solchen Fällen wohl zur Anwendung von Sandstreuapparaten seine Zuflucht. Demgemäß bestimmt sich die auf eine Pferdekraft entfallende Zugkraft zu höchstens

$$Z = \mu m G \text{ kg},$$

und für diese Zugkraft folgt die Geschwindigkeit der Locomotive zu

$$v = \frac{75}{Z} = \frac{75}{\mu m G}.$$

Diese Geschwindigkeit gilt natürlich unter der Voraussetzung, daß die Zugkraft Z in der That den höchsten der Adhäsion zufolge möglichen Werth habe, wie dies für die größten von Locomotiven auszuübenden Effecte verlangt werden muß und im Folgenden auch immer vorausgesetzt werden soll. Der Werth von m ist bei den Tendermaschinen mit voller Adhäsion gleich der Einheit zu setzen, bei Sechskupplern mit Schlepptender kann man ihn etwa gleich $^2/_3$, bei Personenzugmaschinen mit zwei gekuppelten Axen etwa $^1/_2$ und bei Schnellzugmaschinen mit freier Triebaxe gleich $^1/_4$ setzen.

Mit diesen Werthen und $G = 110$ kg ergeben sich bei einem mittleren Reibungscoefficienten $\mu = {}^1/_7$ für die Zugkraft Z pro Pferdekraft und für die Geschwindigkeit v die in der auf folgender Seite stehenden Tabelle enthaltenen Werthe. In dieser Tabelle sind ferner die den betreffenden Geschwindigkeiten v zugehörigen, nach der Formel

$$\varphi = a + b v^2 = 0{,}003 + 0{,}00002\, v^2$$

berechneten Werthe des Widerstandscoefficienten φ für die horizontale Bahn enthalten. Man kann sich beiläufig diese Widerstandscoefficienten als die Steigungsverhältnisse von geneigten Ebenen vorstellen, derartig, daß die Ueberwindung der Bahnhindernisse bei der Bewegung des Zuges mit der Geschwindigkeit v auf horizontaler Bahnstrecke dieselbe Arbeit erfordert, wie zur reibungslosen Bewegung des Zuges auf einer unter der Neigung φ ansteigenden Bahn nöthig sein würde. Man könnte offenbar den Steigungswinkel einer solchen geneigten Ebene als den Reibungswinkel für die zugehörige Geschwindigkeit auf horizontaler Bahn ansehen.

Es ist nun leicht zu ermitteln, welche Last in jedem der gedachten Fälle durch je eine Pferdekraft der Locomotive auf horizontaler Bahn transportirt werden kann. Bezeichnet man nämlich diese Last (Bruttolast) mit Q, so ist der Widerstand, welcher hieraus und aus dem Eigengewicht G der Locomotive hervorgeht, nach dem Vorstehenden gleich

$$\varphi Q + \varphi\, 1{,}17\, G = \varphi\, (Q + 1{,}17\, G),$$

oder, da $G = 110$ kg angenommen wurde, gleich

$$\varphi\, (Q + 128{,}7),$$

oder rund

$$\varphi\, (Q + 130).$$

Leistung der Locomotiven.

$$\mu = 1/7; \quad \varphi = 0,003 + 0,00002\, v^2; \quad \nu = \frac{Q}{G}.$$

	m	Z_{kg}	v_m	φ	Q	ν	n_0	ν_1	η	η_1
Tendermaschine (Gebirgslocomotive) . .	1	15,7	4,78	0,00345	4420	40,2	0,139	4,0	0,97	0,80
Güterzugmaschine (Sechskuppler) . . .	2/3	10,48	7,15	0,00402	2477	22,5	0,090	2,27	0,95	0,69
Personenzugmaschine	1/2	7,85	9,56	0,00483	1495	13,6	0,066	1,3	0,92	0,56
Schnellzugmaschine mit freier Triebaxe . .	1/4	3,93	19,1	0,0102	255	2,32	0,023	—	0,67	—
Maschine mit künstlicher Adhäsion	2	31,4	2,39	0,0031	10130	92,1	0,272	9,13	0,99	0,90

Setzt man daher diesen Ausdruck gleich den ermittelten Zugkräften Z, und für φ die zugehörigen Werthe, so erhält man durch

$$Q = \frac{Z}{\varphi} - 130$$

die Bruttolast, welche mit jeder Pferdekraft der Locomotive auf horizontaler Bahn mit der zugehörigen Geschwindigkeit transportirt werden kann. In der Tabelle sind diese Werthe sowie die Verhältnißzahlen $v = \frac{Q}{G} = \frac{Q}{110}$ angeführt, welche letzteren natürlich auch angeben, wie oft das Eigengewicht der Locomotive in dem Gewichte des beförderten Zuges enthalten ist.

Die Tabelle zeigt, in welch hohem Grade das Adhäsionsverhältniß m der Locomotive deren Zugkraft beeinflußt, und wie die Locomotiven mit freier Triebaxe nur für ganz leichte Züge ausreichen, denn nach der Tabelle darf in diesem Falle das Gewicht des angehängten Zuges höchstens 2,32 mal so schwer sein, als das der Locomotive, vorausgesetzt, daß die Bahn vollkommen horizontal ist. Wesentlich anders gestaltet sich das Verhältniß, wenn in der Bahn Steigungen vorkommen. Es möge etwa $n = tang\, \alpha$ das Steigungsverhältniß einer unter dem Winkel α gegen den Horizont geneigten Strecke sein, so hat man, wenn wie oben die Zugkraft gleich dem Widerstande gesetzt wird,

$$Z = \varphi\,(Q + 1{,}17\,G) + n\,(Q + G) = (\varphi + n)\,Q + 130\,\varphi + 110\,n.$$

Aus dieser Gleichung findet man zunächst, indem man $Q = 0$ einführt, das Steigungsverhältniß

$$n_0 = \frac{Z - 130\,\varphi}{110},$$

bei welchem die Locomotive gerade noch im Stande ist, ihr eigenes Gewicht emporzuschleppen. Diese Werthe sind in der Tabelle unter n_0 angegeben. Daraus erkennt man, daß die Steigungen immer nur verhältnißmäßig geringe sind, welche von Locomotiven überwunden werden können, und daß die Stärke der letzteren vornehmlich durch die auf der Bahn vorkommenden Steigungen bestimmt werden wird. Als die größte auf Eisenbahnen vorkommende Steigung wird man etwa $n = {}^1/_{40} = 0{,}025$ annehmen dürfen, mit diesem Werthe ergiebt sich aus obiger Formel für Tenderlocomotiven mit voller Adhäsion durch:

$$15{,}7 = (0{,}00345 + 0{,}025)\,Q + 130\,.\,0{,}00345 + 110\,.\,0{,}025,$$

die zu schleppende Last $Q = 440$ kg oder das vierfache Gewicht der Locomotive, also nur etwa der zehnte Theil von derjenigen Last, welche von derselben Locomotive auf horizontaler Bahn befördert werden kann. Diese Rechnung liefert bei derselben Steigung von $n = 0{,}025$ für Gütermaschinen

mit $^2/_3$ Adhäsion $Q = 249\,kg = 2{,}27\,G$ und für Personenzugmaschinen mit $m = {}^1/_2$ nur $Q = 150\,kg = 1{,}3\,G$, welche Werthe ebenfalls in der Tabelle unter v_1 angegeben sind.

Diese Zahlen erläutern genügend die Nothwendigkeit, bei den Locomotiven für Gebirgsbahnen die Adhäsion möglichst groß zu machen, also die Maschinen als Tenderlocomotiven zu construiren. Man hat auch versucht, die Adhäsion künstlich zu vergrößern, worüber im folgenden Paragraphen ein Näheres angegeben werden soll, in diesen Fällen hat man in obigen Formeln für den Adhäsionscoefficienten m einen Werth größer als Eins anzunehmen. In der mehrerwähnten Tabelle sind die entsprechenden Werthe noch für ein Adhäsionsverhältniß $m = 2$ berechnet worden, woraus sich ergiebt, daß eine derartige Locomotive eine Steigung von 0,272 (15° 12′) erklettern kann und auf einer Steigung von $^1/_{40}$ ihr 9,13 faches Gewicht emporzuziehen vermag.

Von besonderem Interesse für den Eisenbahnbetrieb ist noch die Ermittelung des Güteverhältnisses oder Wirkungsgrades desselben. Den Wirkungsgrad muß man hier etwas anders definiren, als dies bei den Hebevorrichtungen geschehen, bei welchen letzteren darunter das Verhältniß der wirklich verrichteten Hebearbeit zu der dazu verbrauchten Arbeit verstanden wird. Diese Definition würde z. B. für jeden horizontalen Transport einen Wirkungsgrad gleich Null ergeben, da hiermit eine Hebearbeit nicht verbunden ist, und die überwundenen Widerstände sämmtlich zu den schädlichen gehören. Man kann aber hier den Wirkungsgrad wie folgt auffassen.

Man bezeichne mit A_0 diejenige mechanische Arbeit, welche nach dem Vorstehenden zur Ueberwindung der Widerstände erfordert wird, um eine Last Q mit einer bestimmten Geschwindigkeit v um eine gewisse Strecke auf einer Bahn zu bewegen, deren Neigung gegen den Horizont gleich n ist. Ferner sei A diejenige mechanische Arbeit, welche zur Erzeugung des gedachten Transportes in Wirklichkeit aufgewendet werden muß, so kann man unter dem Güteverhältnisse einer Transportvorrichtung den Werth

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{\text{Theoretische Arbeit}}{\text{Ausgeübte Arbeit}}$$

verstehen. Um diesen Werth zu bestimmen, sei wieder Q die Last, welche nach dem Vorstehenden von einer Pferdekraft der Locomotive auf der Bahn von der Neigung n mit der Geschwindigkeit v transportirt werden kann, so hat man für den Transport auf einer beliebigen Strecke von der Länge l die theoretisch erforderliche Arbeit:

$$A_0 = Q\,(\varphi + n)\,l,$$

wenn φ den der geforderten Geschwindigkeit v zugehörigen Widerstandscoefficienten $0{,}003 + 0{,}00002\,v^2$ bedeutet, und wenn man wegen der nur

geringen Neigung α der Bahn $\cos\alpha = 1$ annimmt. Bei dem gedachten Transporte mußte aber nicht allein die Last Q, sondern auch der auf eine Pferdekraft der Locomotive entfallende Theil G der Locomotive (110 kg) bewegt werden, und man erhält daher die wirklich aufgewendete Arbeit zu

$$A = Q(\varphi + n)l + G(1{,}17\,\varphi + n)l.$$

Folglich erhält man das Güteverhältniß

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{Q(\varphi + n)l}{Q(\varphi + n)l + G(1{,}17\,\varphi + n)l} = \frac{1}{1 + \frac{1}{v}\frac{1{,}17\,\varphi + n}{\varphi + n}},$$

wenn wieder unter $v = \frac{Q}{G}$ das Verhältniß der gezogenen Last zum Locomotivgewichte verstanden wird. Man erkennt hieraus, daß der Wirkungsgrad des Locomotivbetriebes um so geringer ausfallen wird, je kleiner das Verhältniß v ist, d. h. je mehr das Eigengewicht G der Locomotive im Vergleiche mit der geschleppten Last Q vorherrscht, und daher wird der Wirkungsgrad des Locomotivbetriebes am größten auf horizontalen Bahnstrecken sein, während er um so geringer wird, je größer die Steigungen sind. Ebenso wird der Wirkungsgrad des Locomotivbetriebes um so kleiner, der Transport also um so theurer, je größer die Geschwindigkeit v angenommen wird. In der Tabelle ist unter η der Wirkungsgrad für horizontale Bahn und unter η_1 derjenige für eine Steigung von 0,025 angegeben.

Beispiel. Eine Locomotive soll einen Wagenzug von 3000 Ctr. oder 150 Tonnen auf einer Strecke von $^1/_{120}$ Steigung mit einer Geschwindigkeit von 10 m pro Secunde bewegen; es sind die hierzu erforderlichen Verhältnisse der Haupttheile zu bestimmen.

Der Coefficient des Zugwiderstandes ergiebt sich für die geforderte Geschwindigkeit zu

$$\varphi = a + b\,v^2 = 0{,}003 + 0{,}00002\;10^2 = 0{,}005,$$

oder zu 5 kg für jede zu befördernde Tonne. Hierzu kommt die aus der Bahnneigung folgende Componente mit $\frac{1}{120} = 0{,}00833$ der zu schleppenden Last. Als solche ist außer dem Gewichte des Zuges dasjenige der Locomotive mit Einschluß des Tenders in Rechnung zu stellen, wofür etwa 50 Tonnen angenommen werden mögen. Demgemäß ergiebt sich die erforderliche Zugkraft Z zu

$$0{,}005 \,.\, 150 + \frac{8}{7} \,.\, 0{,}005 \,.\, 50 + \frac{1}{120} \,.\, 200 = 2{,}703 \text{ Tonnen} = \text{rund } 2700 \text{ kg}.$$

Die von der Locomotive verlangte Leistung bestimmt sich daher zu

$$\frac{2700 \,.\, 10}{75} = 360 \text{ Pferdekräfte}.$$

Das zur Erzeugung der Zugkraft von 2700 kg erforderliche Adhäsionsgewicht ist daher bei einem Adhäsionscoefficienten von $^1/_7$ zu mindestens 7 . 2700 = 18 900 kg anzunehmen, welches Gewicht für eine Axe zu groß ist, so daß man

zwei gekuppelte Axen anzuwenden hat. Wenn die Belastung einer jeden derselben etwa zu 12 Tonnen angenommen wird, so läßt sich die geforderte Zugkraft auch noch erlangen, wenn in Folge ungünstigen Wetters (Nebel, Glatteis u. s. w.) der Adhäsionscoefficient auf $\frac{2,7}{24} = 0,112$ oder etwa $\frac{1}{9}$ herabgegangen sein sollte.

Um das erforderliche Dampfquantum D zu bestimmen, sei etwa die Formel von Rankine (s. Thl. II, Dampfmaschinen) zu Grunde gelegt, wonach die Arbeit eines Dampfvolumens $V = Fs$ von der Spannung p bei dem Expansionsverhältnisse $\frac{s_1}{s}$ und bei einem Gegendrucke q durch

$$A = Fsp\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9} - \frac{q}{p}\frac{s_1}{s}\right]$$

ausgedrückt ist. In dieser Formel hat man unter F die Summe der beiden Kolbenquerschnitte und unter s_1 den Weg eines Kolbens pro Secunde zu verstehen, indem A die Arbeit der Maschine in derselben Zeit (27 000 mkg) bedeutet. Nimmt man die Spannung des Dampfes entsprechend 8 Atmosphären zu $p = 8 . 10\,336$ kg und den Gegendruck mit Rücksicht auf das Blaserohr und die Compressionswirkung zu 1,2 Atmosphären, setzt man ferner voraus, daß die wirkliche Leistung der Dampfmaschine wegen der schädlichen Widerstände nur 0,75 der theoretischen betrage, so erhält man bei Annahme einer zweifachen Expansion $\left(\frac{s}{s_1} = 0,5\right)$, das erforderliche Dampfvolumen $V = Fs$ aus

$$27\,000 = 0,75\ Fs\ 8 . 10\,336\left(10 - 9\sqrt[9]{0,5} - \frac{1,2}{8}\,2\right)$$
$$= 0,75\ Fs\ 8 . 10336 . 1,366$$

zu

$$V = Fs = \frac{27\,000}{0,75 . 8 . 10\,336 . 1,366} = \frac{27000}{84714} = 0,318 \text{ cbm}.$$

Der durchschnittliche Druck auf den Dampfkolben würde demnach

$$\frac{Fs\ 8 . 1,366}{Fs_1} = 5,464 \text{ Atmosphären}$$

betragen.

Setzt man einen Durchmesser der Triebräder von 1,6 m voraus, so erhält man für dieselben in der Secunde

$$\frac{10}{1,6 . 3,14} = 1,99 \text{ oder rund 2 Umdrehungen.}$$

Wenn man daher einen Kolbenhub von 0,55 m annimmt, also die Kolbengeschwindigkeit $s_1 = 2 . 2 . 0,55 = 2,2$ m ist, so hat man $s = \frac{1}{2}s_1 = 1,1$ m zu setzen, und erhält die Summe der beiden Kolbenquerschnitte

$$F = \frac{0,318}{1,1} = 0,2891 \text{ qm},$$

also für jeden Cylinder 0,1446 qm, wozu ein Durchmesser von 0,429 m gehört.

Das specifische Gewicht des gesättigten Dampfes von 8 Atmosphären Spannung ist (s. Thl. II) $\gamma = 4,2745$, daher das Gewicht des per Secunde zur Wirkung kommenden Dampfes zu $0,318 . 4,2745 = 1,36$ kg sich bestimmt. Nimmt man mit Rücksicht auf Verluste durch Abkühlung und Undichtigkeiten die Pro-

ductionsfähigkeit des Kessels um 10 Proc. größer an, so hat der letztere in jeder Secunde $D = 1{,}1 \,.\, 1{,}36 = \backsim 1{,}5$ kg Dampf zu erzeugen. Hierzu ist (nach §. 75) ein Quantum Steinkohlen $K = 0{,}183 \,.\, 1{,}5 = 0{,}275$ kg per Secunde erforderlich. Die zur Verbrennung dieser Kohlenmenge benöthigte Luft wird dann ferner zu

$$L = 12{,}14 \,.\, 0{,}275 = 3{,}34 \text{ cbm}$$

oder

$$15{,}8 \,.\, 0{,}275 = 4{,}34 \text{ kg}$$

gefunden. Für eine Zutrittsgeschwindigkeit der Luft zu dem Roste von $v = 5$ m ergiebt sich daher die lichte Rostfläche zu

$$E = \frac{3{,}34}{5} = 0{,}67 \text{ qm}$$

und die totale Rostfläche

$$R = \frac{E}{\alpha} = \frac{0{,}67}{0{,}3} = 2{,}2 \text{ qm},$$

welche durch einen Rost von etwa 1,85 m Länge und 1,2 m Breite erreicht werden kann. Die stündlich erforderliche Kohlenmenge beträgt nach dem Vorstehenden

$$K = 60 \,.\, 60 \,.\, 0{,}275 = 990 \text{ kg},$$

somit hat man hier das passende Verhältniß

$$\frac{K}{R} = \frac{990}{2{,}2} = 450.$$

Nimmt man für die nöthige Heizfläche F nach dem Früheren ein Verhältniß $\frac{F}{R} = 50$ als entsprechendes an, so ergiebt sich $F = 50 \,.\, 2{,}2 = 110$ qm. Da die Feuerbüchse bei einer Höhe derselben von etwa 1,5 m

$$2\,(1{,}85 + 1{,}2)\,1{,}5 + 1{,}85 \,.\, 1{,}2 = 11{,}37 \text{ qm}$$

Oberfläche oder nach Abzug der Thüröffnung und Röhrenquerschnitte etwa $F_1 = 10{,}5$ qm Heizfläche darbietet, so müssen die Röhren noch $F_2 = 110 - 10{,}5 = 99{,}5$ qm enthalten. Wenn der lichte Röhrendurchmesser 50 mm beträgt, und der gesammte Querschnitt aller Röhren zu $0{,}15\,R = 0{,}15 \,.\, 2{,}2 = 0{,}33$ qm angenommen wird, so ergiebt sich zunächst die Anzahl n der Röhren aus

$$n\; 3{,}14\, \frac{0{,}050^2}{4} = 0{,}33 \text{ zu } n = 168.$$

Hieraus ergiebt sich dann schließlich die Länge l dieser Röhren durch

$$168 \,.\, 3{,}14 \,.\, 0{,}05\, l = 99{,}5 \text{ zu } l = 3{,}77 \text{ m}.$$

Um zu untersuchen, ob durch die Wirkung des Blaserohrs die pro Secunde erforderliche Luft im Gewichte von $L = 4{,}34$ kg angesaugt wird, dient die Formel (§. 76)

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{F_2^2 \left(\frac{F_1}{F} - 1\right)}{\mu F_1^2 + F_2^2}},$$

worin $D = 1,36$ kg das Gewicht des ausblasenden Dampfes, $F_2 = 0,33$ qm den Querschnitt der Sieberöhren und F_1 den Querschnitt der Esse bedeutet, für welchen man bei einem passenden Durchmesser des Schornsteins von 0,350 m den Werth $F_1 = 0,0962$ qm anzunehmen hat. Unter F ist dann die Oeffnung der Blaserohrmündung und unter μ ein Widerstandscoefficient zwischen 3 und 5 zu verstehen. Mit $\mu = 4$ ergiebt sich dann F aus obiger Formel durch

$$\left(\frac{4,34}{1,36}\right)^2 \frac{4 \,.\, 0,0962^2 + 0,33^2}{0,33^2} + 1 = \frac{F_1}{F} = 14,62.$$

Demgemäß wäre die Mündung des Blaserohrs

$$F = \frac{F_1}{14,62} = \frac{0,0962}{14,62} = 0,00658 \text{ qm}$$

groß zu machen. Giebt man dem Blaserohre passend einen Durchmesser von 120 mm, also einen Querschnitt von 0,0113 qm, so wäre also eine Verengung desselben im Verhältnisse von $\frac{65,8}{113} = 0,582$ vorzunehmen, um den erforderlichen Luftzug zu erzeugen.

§. 89. Bahnen mit künstlicher Adhäsion.

Wie aus dem vorhergehenden Paragraphen sich ergiebt, ist der gewöhnliche Locomotivbetrieb um so ungünstiger, je größer die Steigung der Bahn ist, und es ist der Anwendung von Locomotiven überhaupt schon bei verhältnißmäßig geringen Steigungen eine natürliche Grenze dadurch gesetzt, daß die durch das Locomotivgewicht erzeugte Adhäsion nicht mehr genügt, das Eigengewicht der Locomotive selbst noch zu befördern. Aus diesem Grunde wird, wie schon erwähnt, bei den gewöhnlichen verkehrsreichen Bahnen die Steigung höchst selten den Werth von 0,025 *) überschreiten. Für solche Fälle nun, wo man doch aus dem einen oder anderen Grunde veranlaßt ist, steilere Rampen anzuwenden, hat man sich mehrfach bestrebt, die Schwierigkeiten durch geeignete Einrichtungen zu überwinden. Man kann hier dem Wesen nach zwei verschiedene Methoden unterscheiden, entweder man ist bei dem Betriebe durch Locomotiven geblieben, hat aber den letzteren und der Bahn solche Einrichtung gegeben, daß die Adhäsion künstlich vergrößert wird, oder man hat, überhaupt von Locomotiven absehend, durch feststehende Motoren die Beförderung der Züge auf den geneigten Ebenen bewirkt.

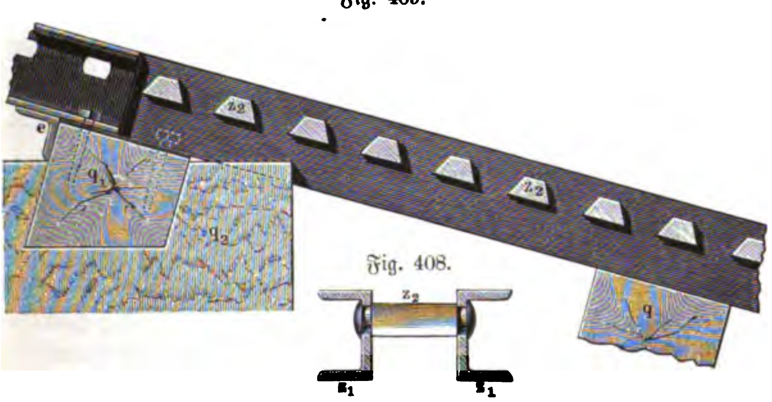
Zur Erreichung einer verstärkten Adhäsion wurde von Fell bei der provisorischen Bahn, welche während des Baues des Mont-Cenis-Tunnels die Verbindung von Susa und St. Michel vermitteln sollte, das nach ihm

*) Bei der Mont-Cenis-Bahn hat man ausnahmsweise Steigungen von 0,030 angewendet, bei der Gotthardbahn jedoch wieder nur solche von 0,025.

benannte *) System angewandt. Hierbei ist zwischen den gewöhnlichen Laufschienen eine erhöhte Mittelschiene angebracht, gegen welche auf jeder Seite zwei horizontale Frictionsräder von 0,686 m Durchmesser mit je 2,5 Tonnen, zusammen also mit 10 Tonnen gepreßt werden. Diese Frictionsräder werden von der Maschine ebenso schnell gedreht, wie die vier ebenso großen Fahrräder, welche mit einander verkuppelt sind. Da das ganze Gewicht der Locomotive 17 Tonnen betrug, so war das Adhäsionsverhältniß hier durch $\frac{17 + 10}{17} = 1,59$ gegeben. Die Pressung der Frictionsräder gegen die Mittelschiene geschah vom Führerstande aus mit Hülfe einer Schraube mit rechtem und linkem Gewinde, die durch Balanciers auf Federn wirkte, unter deren Pressung die Frictionsräder standen. Auf dieser Bahn wurde eine Bruttolast von 16 Tonnen bei einer Steigung von 1 : 13 mit 12 km mittlerer Geschwindigkeit per Stunde (3,33 m per Secunde) befördert. Eine weitere Verbreitung scheint dieses System indeß nicht gefunden zu haben.

In neuerer Zeit hat man für Bergbahnen wiederum mehrfach auf das Zahnstangensystem zurückgegriffen, welches bei den allerersten Aus-

Fig. 409.

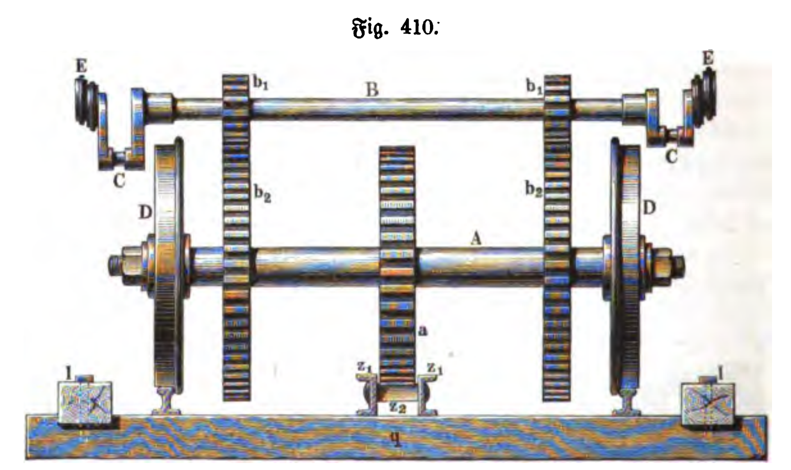


führungen von Locomotiven zwar schon vorgeschlagen wurde, aber nicht zur Anwendung kam, da für die Bahnen mit geringen Steigungen die durch das Gewicht der Locomotive erzeugte Adhäsion genügt. Die bekannteste Ausführung dieser Zahnradbahnen, welche als Repräsentant aller anderen dienen kann, ist die im Jahre 1870 von Riggenbach, Naef und

*) Nach Angabe in Heusinger's Handbuch, Bd. III, S. 974, gebührt die Priorität der Erfindung dem Director Krauß in Hannover.

Zschocke gebaute Rigibahn, welche von Vitznau am Vierwaldstätter See (437 m über dem Meeresspiegel) den Rigikulm (1800 m) in Steigungen von bis zu 25 Proc. ersteigt. Bei dieser eingeleisigen Bahn ist mitten zwischen den Schienen, deren Spurweite die normale ist (1,435 m), eine kräftige Zahnstange oder eigentlich Zahnleiter auf den Querschwellen befestigt, in welche Zahnleiter ein stählernes Zahnrad eingreift, das auf der hinteren Axe der vierrädrigen Locomotive festgekeilt ist. Aus Fig. 408 (a. v. S.) ist die Zusammensetzung dieser Zahnleiter Z aus

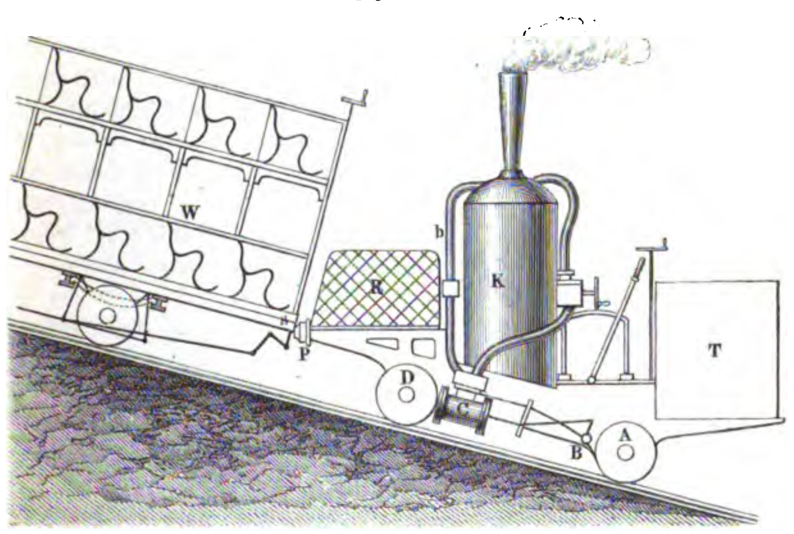
Fig. 410.



zwei gewalzten E-Eisen z_1 mit den eingenieteten prismatischen Stahlzähnen z_2 ersichtlich, ebenso wie aus Fig. 409 (a. v. S.) die Befestigung der Leiter auf den Querschwellen q sich ergiebt, welche zur Unterstützung der Laufschienen in gewöhnlicher Art dienen. Die Verbindung der Enden der 3 m langen Zahnstangenstücke geschieht auf den Stoßschwellen q_1, welche in Granitquader q_2 eingelassen sind, und gegen welche die Zahnleiter durch ein angenietetes Eckeisen e sich stemmt. Zu größerer Sicherheit sind übrigens hier die Querschwellen zu beiden Seiten durch aufgeschraubte hölzerne Langschwellen l, Fig. 410, vereinigt. Die letztere Figur stellt die hintere Axe A der Locomotive mit dem in die Zahnleiter eingreifenden Triebrade a vor. Diese Axe A empfängt, abweichend von den gewöhnlichen Locomotiven, ihre Bewegung nicht direct von den Dampfkolben durch Kurbeln, sondern durch Vermittelung der beiden Zahnräderpaare $b_1\, b_2$ von einer besonderen Dampfmaschinenwelle B, auf deren Enden die Kurbeln C zum Angriffe der beiderseitigen Lenkerstangen, sowie die Excenterpaare E zur Bewegung der Coulissen (Allan'sche) angebracht sind. Da die Zähnezahlen der Räder b_1 und

b_2 bezw. 14 und 43 sind, so macht die Triebaxe *A* bei der normalen Tourenzahl von 125 der Maschine in der Minute nahezu 40 Umdrehungen, was bei einem Theilkreisdurchmesser des Triebrades *a* von 0,636 m, oder 2 m Umfang einer Geschwindigkeit von nur $1^1/_3$ m per Secunde entspricht. Die Laufräder *D* sind hier, ähnlich den Rädern gewöhnlicher Straßenfuhrwerke, lose auf die Axschenkel gesetzt, um in Curven ein Gleiten der Radkränze zu vermeiden. Da die Laufräder denselben Durchmesser erhalten haben, wie das Triebrad *a*, so wird auf gerader Bahn auch die Umdrehungs-

Fig. 411.



zahl der Axe mit derjenigen der Laufräder übereinstimmen, so daß Reibung in den Radbüchsen auf gerader Bahn nicht, sondern nur in geringem Maße in den Curven stattfindet. Die Radkränze sind hier cylindrisch gemacht, und die Curven der Bahn haben 180 m Radius erhalten.

Die Locomotive bewegt nur einen Personenwagen, und zwar schiebend bei der Bergfahrt, während die Thalfahrt lediglich durch den Einfluß des Eigengewichtes erfolgt und durch kräftige Bremsen die Geschwindigkeit der Bewegung dabei geregelt wird. Fig. 411 zeigt die Ansicht der Locomotive mit dem vor ihr befindlichen zweietagigen Personenwagen. Wegen der bedeutenden Neigung ist der Dampfkessel *K* als stehender construirt, welcher bei der mittleren Bahnneigung die verticale Lage hat, da bei einem liegenden Kessel mit der schrägen Lage Entblößung der Heizröhren vom Wasser verbunden sein würde. Nur bei geringeren Steigungen, wie sie z. B. bei der Arther-

Bahn vorkommen, hat man liegende Kessel mit verhältnißmäßig kurzen Röhren angewandt.

In welcher Weise die Bewegung der Kurbelwelle *B* von den Cylindern *C* geschieht und auf die Hinteraxe *A* der Locomotive übertragen wird, ist aus dem Vorstehenden deutlich. Es mag nur bemerkt werden, daß die Vorderaxe *D*, deren Laufräder ebenfalls lose aufgesetzt sind, gleichfalls mit einem in die Zahnleiter greifenden Triebrade versehen ist, welches den Zweck hat, an dieser Axe eine kräftige Bremswirkung beim Abwärtsfahren vornehmen zu können. Zu dem Ende sind auf dieser Vorderaxe zwei Bremsscheiben befestigt, so daß durch Anziehen der zugehörigen Bremsbacken ein beliebig starkes, von der Belastung der Axe unabhängiges Bremsen stattfinden kann. Wenn diese Bremsen gelöst sind, so rollt das erwähnte Triebrad lose auf der Zahnleiter. Auch bei den Personenwagen sind die Axen mit entsprechenden in die Zahnleiter greifenden Getrieben versehen, so daß man durch Andrücken der Bremsbacken gegen die Laufräder ebenfalls beliebig stark bremsen kann. Hierdurch ist die Möglichkeit gegeben, einen Wagen für sich, ohne Locomotive, thalwärts gehen zu lassen. Außerdem ist, um die Bremswirkung noch zu verstärken, die Einrichtung getroffen, daß die Cylinder während der Thalfahrt durch eine Oeffnung in dem Abblaserohre *b* atmosphärische Luft ansaugen und dieselbe comprimiren, indessen nicht in den Kessel befördern, da der Regulator geschlossen wird, sondern durch eine enge Oeffnung im Dampfrohre ins Freie drücken. Der Widerstand dieser Austrittsöffnung erzeugt natürlich eine hemmende Wirkung auf die Kolben, wobei vorausgesetzt ist, daß der Steuerhändel in die Stellung für Contredampf gelegt ist. Um eine zu große Erwärmung der Cylinder bei dieser Compressionswirkung während der Thalfahrt zu vermeiden, wird aus dem Wasserraume *T* etwas Wasser nach den Cylindern geführt, welches in Dampfform durch die gedachte Austrittsöffnung ausgestoßen wird. Der Behälter *T* dient zur Aufnahme von Kohlen und Speisewasser, während *R* zur Unterbringung des Reisegepäcks vorgesehen ist.

Der Wagen *W* wird nicht durch eine Kuppelung mit der Locomotive verbunden, sondern stützt sich einfach mittelst seiner hinteren Kopfschwelle *s* auf eine Rolle, deren Lagertraverse durch die beiden Buffer *p* der Locomotive getragen wird. Diese Rolle erleichtert die in den Curven eintretenden seitlichen Bewegungen zwischen Locomotive und Wagen.

Der Wirkungsgrad dieser Bahn ist ein verhältnißmäßig geringer, da das im Vergleich zu der geförderten Last beträchtliche Gewicht der Locomotive ebenfalls auf die betreffende Höhe erhoben werden muß. Das Gewicht der oben besprochenen Locomotive wird auf 10 Tonnen angegeben. Nimmt man für den geschobenen Wagen mit 80 Personen ein gleiches Gewicht an, so

ergiebt sich, abgesehen von allen schädlichen Hindernissen der Bewegung bei $1^1/_3$ m Geschwindigkeit und 0,25 Steigung eine Bruttoleistung von

$$(10000 + 10000)\, 0{,}25 \,.\, 1^1/_3 = 6667 \text{ mkg} = 88{,}9 \text{ Pferdekraft},$$

wovon als eigentliche Nutzleistung nur die Hälfte anzusehen ist. Es ist ohne Weiteres klar, daß der Wirkungsgrad bei einer größeren Geschwindigkeit kleiner ausfallen muß, da alsdann die Zugkraft bei derselben Leistung der Maschine entsprechend kleiner wird, während die todte Last, d. h. das Gewicht der Locomotive unverändert bleibt. Bei der doppelten Geschwindigkeit von $2^2/_3$ m z. B. würde die Zugkraft auf die Hälfte sinken, d. h. gerade nur zur Bewegung der Locomotive selbst ausreichend sein. Durch die Nebenhindernisse, deren hauptsächlichstes hier bei der geringen Geschwindigkeit die Zahnreibung sein dürfte, wird der Wirkungsgrad noch herabgezogen. Bezeichnet Z die am Umfange des Triebrades oder an der Zahnleiter ausgeübte Zugkraft, so kann man die Zahnreibung daselbst nach Thl. III, 1, da das Triebrad 20 Zähne hat, zu

Fig. 412.

$$F_1 = \varphi\, \pi\, \frac{1}{20}\, Z = 0{,}35\, \frac{1}{20}\, Z$$
$$= 0{,}0175\, Z$$

annehmen. Außerdem findet zwischen den Zähnen der Vorgelege eine Reibung statt, welche, da die Räder mit 43 Zähnen auf der Triebaxe nahe denselben Durchmesser haben, als das in die Zahnleiter greifende Triebrad, und da die Zähnezahl der Getriebe auf der Kurbelwelle gleich 14 ist, zu

$$F_2 = \varphi\, \pi \left(\frac{1}{14} + \frac{1}{43}\right) Z = 0{,}033\, Z$$

anzunehmen ist, so daß man die durch die Zahnräder verursachten Verluste etwa gleich 5 Proc. der ganzen Leistung setzen kann.

Hier mag noch mit einigen Worten des Systems **Weltli** gedacht werden, bei welchem nach Fig. 412 zwischen den Laufschienen a die nach beiden

Seiten geneigten Schienen *b* befestigt sind, welche gewissermaßen die schrägen Zähne einer Zahnstange des White'schen Systems (vergl. Thl. III, 1) bilden. Als Triebrad für diese Zahnstange dient eine Walze *W*, auf deren Mantel hervorstehende Rippen *c* von derartig schraubenförmiger Gestalt angebracht sind, daß sie bei der Umdrehung der Walze durch die Dampfmaschine an den Zwischenschienen zur Abwickelung kommen. Dieses System, von welchem man sich seiner Zeit viel versprach, hat sich durchaus nicht bewährt, vielmehr hat eine Probefahrt am 30. November 1876 auf der Versuchsstrecke Weidensweil-Einsiedeln zu einer Entgleisung geführt, welche die gänzliche Zerstörung der Locomotive zur Folge gehabt hat.

§. 90. **Geneigte Ebenen mit Seilbetrieb.** Zur Ueberwindung steilerer Gefälle auf Eisenbahnen hat man mehrfach zur Anwendung des Seilbetriebes seine Zuflucht genommen. Insbesondere geschah dies in der ersten Zeit des Eisenbahnbetriebes, als man so kräftige Locomotiven noch nicht ausführen konnte, wie heutzutage. In dem Maße indessen, als in dieser Hinsicht Fortschritte im Locomotivbau gemacht wurden, hat man mehr und mehr den Seilbetrieb der geneigten Ebenen durch den Locomotivbetrieb ersetzt, so daß heute auf verkehrsreichen Hauptbahnen nur noch sehr vereinzelt der Seilbetrieb gefunden wird. Dagegen wird derselbe häufiger für Nebenbahnen mit starken Steigungen angewendet, wo der geringe Verkehr die großen Kosten nicht rechtfertigen würde, die mit einer solchen Ausdehnung der Bahn verbunden sind, bei welcher die Steigungen für den gewöhnlichen Locomotivbetrieb genügend klein sind (etwa bis $^1/_{40}$). Auch kann man unter Umständen zum Seilbetriebe veranlaßt sein, um die kräftige Ausführung des Bahngestänges zu umgehen, zu welcher die schweren Berglocomotiven zwingen.

Man kann die verschiedenen Anordnungen des Seilbetriebes zunächst danach unterscheiden, ob zur Bewegung der Wagen resp. Züge Locomotiven oder feststehende Dampfmaschinen angewendet werden. Die einfachste Anordnung ergiebt sich für den Fall, daß zum Betriebe Locomotiven dienen sollen. Hierbei sind zwei Geleise neben einander angeordnet, welche beide abwechselnd zum Aufsteigen sowohl wie zum Niedergehen der Züge dienen. Denkt man sich nämlich auf dem Scheitel der geneigten Strecke horizontal oder in der Neigung der Bahn eine Seilscheibe aufgestellt, deren Durchmesser gleich der Entfernung der Geleismitten ist, so kann ein über diese Scheibe gelegtes Drahtseil von der Länge der geneigten Strecke an jedem Ende mit einem Zuge verbunden werden, welcher mit einer Locomotive bespannt ist. Bei der Bewegung der beiden Locomotiven wird dann ein Zug emporsteigen und der andere mit gleicher Geschwindigkeit herabfahren, wobei die beiden Züge sich gegenseitig abbalanciren. Es sei mit Q_a das Gesammtgewicht

des aufsteigenden Zuges sammt seiner Locomotive und mit Q_b dasjenige des niedergehenden bezeichnet, und es sollen die Zugkräfte der Locomotiven bezw. gleich Z_a und Z_b, das Steigungsverhältniß der Bahn gleich n sein. Wenn nun ferner w den Widerstandscoefficienten der Bewegung ohne Berücksichtigung der Steigung bedeutet, so folgt die Kraft, mit welcher der abwärts fahrende Zug an dem Seile wirkt, zu

$$Z_b + (n - w) Q_b,$$

und es wird, unter η den Wirkungsgrad der Seilscheibe und des Seiles verstanden, durch das letztere die Bewegung des aufsteigenden Zuges mit einer Kraft

$$\eta [Z_b + (n - w) Q_b]$$

unterstützt. Man hat daher für diese Bewegung

$$Z_a + \eta [Z_b + (n - w) Q_b] = (n + w) Q_a$$

oder

$$Z_a + \eta Z_b = w (Q_a + \eta Q_b) + n (Q_a - \eta Q_b).$$

Wollte man von den Widerständen, welche mit der Bewegung der Seilrolle sowie des Seiles und seiner Tragrollen verbunden sind, absehen, also $\eta = 1$ voraussetzen, so würde unter der Annahme gleich schwerer Züge, $Q_a = Q_b$, der Betrieb der geneigten Ebene denselben Wirkungsgrad gewähren, wie die Beförderung einer Last $Q_a + Q_b$ auf horizontaler Strecke durch zwei Locomotiven mit der Zugkraft Z_a und Z_b. Abgesehen davon, daß durch die Widerstände des Seiles der Wirkungsgrad in allen Fällen herabgedrückt wird, muß ein weiterer Verlust eintreten, wenn die Züge nicht von gleichem Gewichte sind, oder vielleicht zur Hülfeleistung für den aufsteigenden Zug nur eine Locomotive auf dem anderen Geleise herabfährt. In diesem Falle erfordert der nicht abbalancirte Theil des zu Berg gehenden Zuges natürlich die entsprechende Hebearbeit, während bei einem einseitig thalwärts fahrenden Zuge eine bedeutende mechanische Arbeit durch Bremsen vernichtet werden muß.

Ein derartiger Seilbetrieb findet sich in Deutschland auf der geneigten Ebene bei Hochdahl auf der Bahnlinie zwischen Düsseldorf und Elberfeld.

Bei der Anwendung einer stationären Betriebsmaschine kann man zunächst diejenigen Fälle aussondern, in welchen durch die Maschine eine an einem Ende der geneigten Ebene aufgestellte Welle mit zwei Seiltrommeln abwechselnd nach rechts und links umgedreht wird, so daß von den beiden Seilen dieser Trommeln das eine sich aufwickelt, während das andere sich abwickelt. Auch hier sind zwei Geleise neben einander angebracht, auf welchen gleichzeitig einerseits ein Zug aufsteigt und andererseits ein solcher niedergeht. Diese Einrichtungen, welche z. B. bei der Ofener Seilbahn, sowie der-

jenigen auf dem Kahlenberge bei Wien zur Anwendung gebracht sind, kommen im Allgemeinen auf die im ersten Capitel besprochenen geneigten Aufzüge und Fördermaschinen hinaus, und sind hinsichtlich ihrer Wirkungsweise wie diese zu beurtheilen. Sie werden sich hauptsächlich für solche Fälle eignen, in denen gleichzeitig immer das Aufsteigen eines Zuges mit dem Niedergehen eines anderen zusammentrifft, was bei verkehrsreichen Hauptbahnen im Allgemeinen nicht immer zutrifft. Für solche hat man daher den Betrieb in folgender Weise abgeändert.

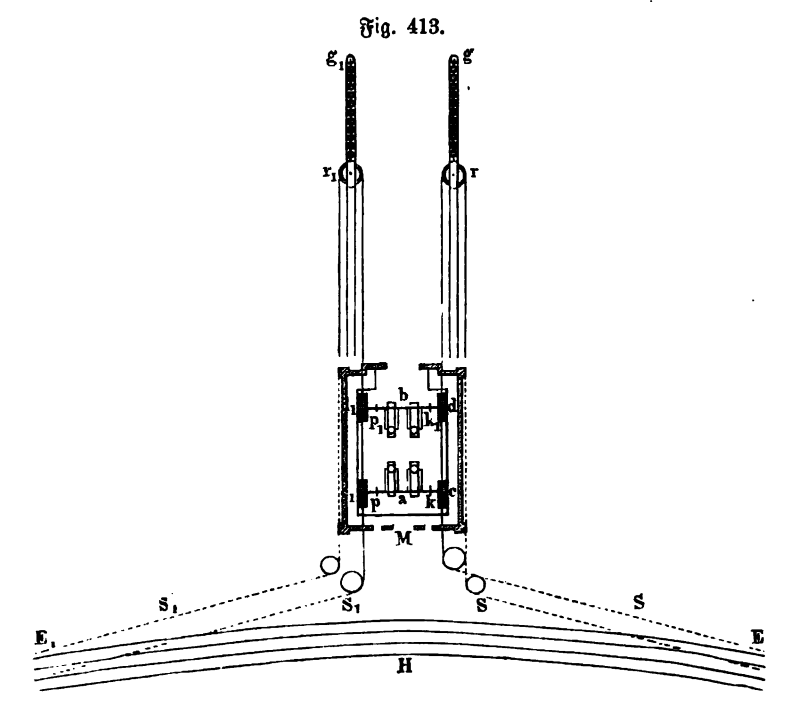
Von den beiden neben einander befindlichen Geleisen dient das eine nur zur Bergfahrt, das andere nur zur Thalfahrt. Ein endloses Drahtseil, dessen parallele Zweige in den Geleismitten durch Tragrollen unterstützt sind, ist an beiden Enden der geneigten Strecke um Seilrollen geführt, deren Durchmesser gleich dem Abstande der Geleise von Mitte zu Mitte ist. Wird nun eine dieser Rollen durch die Betriebsmaschine in Umdrehung gesetzt, so gewährt das aufwärts gehende Seilstück die Möglichkeit, einen mit ihm verbundenen Wagenzug emporzuschleppen. Die Verbindung des Zuges mit dem Seile geschieht dabei durch zangenartig wirkende Organe, welche, auf besonderen Wagen angebracht, das Seil zwischen ihren Backen festklemmen. Diese Wagen, von welchen einer vor und einer hinter dem zu schleppenden Zuge sich befindet, sind gleichzeitig mit kräftigen Bremsen versehen, um nachher dem auf dem anderen Geleise niedergehenden Zuge vorgesetzt zu werden, wenn derselbe nicht mit genügend kräftigen Bremswagen versehen ist. Die Niederfahrt geschieht ohne Zuhülfenahme des Seiles durch Bremsen.

Nach diesem von Maus herrührenden Systeme wurden die geneigten Ebenen bei Aachen und Lüttich hergestellt, von denen die erstere jetzt durch schwere Locomotiven, eine vor und eine hinter dem Zuge, betrieben wird, während auf der Lütticher Steigung der Seilbetrieb für Güterzüge noch in Gebrauch ist.

Die Einrichtung der Lütticher Seilebene ist aus dem Grundrisse Fig. 413 zu ersehen. Die geneigte Ebene ist hierbei in zwei gleich lange geradlinige Strecken E und E_1 (à 1980 m lang) von gleicher Steigung (je 55 m) getheilt, welche, unter einem Winkel von 148° gegen einander geneigt, durch eine horizontale Strecke H von 230 m Länge und 350 m Radius in einander übergehen. Auf dieser horizontalen Strecke ist auch das Maschinenhaus M und das Kesselhaus aufgeführt. Ersteres enthält zwei gleich starke zweicylindrige Dampfmaschinen von je 160 Pferdekraft, von denen für gewöhnlich a für die untere Ebene E und b für die obere Ebene E_1 dient, doch ist die Einrichtung so getroffen, daß jede Maschine jede der beiden Ebenen betreiben kann. Zum Betriebe sind zwei endlose Seile S und S_1 vorhanden, von denen S im untersten Punkte der unteren und S_1 im Scheitel

der oberen Ebene über eine zur Bahnrichtung parallele Umkehrrolle geführt ist. Im Maschinenhause dagegen ist jedes Seil über zwei Rollen c und d, bezw. c_1 und d_1 geführt, und zwar hat jede dieser Rollen bei 4,8 m Durchmesser fünf Seilrinnen, so daß das Seil zur Erzeugung genügender Adhäsion wiederholt die Rollen im halben Umfange umschlingt, in ähnlicher Art, wie dies bei der Windevorrichtung, Fig. 53, näher angegeben wurde. Um die Seile, unabhängig von ihrer Ausdehnung durch die Zugkraft und Temperaturveränderung, immer in gehöriger Weise gespannt zu halten, gehen sie

Fig. 413.



noch über die hinteren Umkehrrollen r und r_1, welche auf besonderen kleinen Wagen angebracht sind, von denen jeder durch ein in einem Schachte spielendes, an einer Kette hängendes Gewicht g und g_1 von 7000 kg gezogen wird. Wenn nun die Welle der Dampfmaschine a durch die Kuppelung k mit der Rolle c und die Welle der Maschine b durch die Kuppelung p_1 mit der Rolle d_1 in Verbindung gebracht wird, so dient die Maschine a für die untere Ebene E und b für die obere Ebene E_1. Man kann aber ebenso gut a durch die Kuppelung p mit der Rolle c_1 und b durch die Kuppelung k_1 mit der Rolle d in Verbindung bringen, wodurch man im

Falle der Reparaturbedürftigkeit einer Maschine die andere zur Aushülfe benutzen kann.

Die gedachten Zangenwagen sind sechsrädrig, von je 8000 kg Gewicht, und mit je vier kräftigen Schlittenbremsen versehen, welche bei der Thalfahrt durch Schrauben auf die Schienen gepreßt werden. Die Züge haben, incl. der beiden Bremswagen, etwa 60 Tonnen Gewicht und werden aufwärts mit 5,5 m Geschwindigkeit bewegt; bei der Thalfahrt ist die Geschwindigkeit etwas kleiner, hierbei wird ein Bremswagen in der Regel auf fünf beladene Wagen gerechnet. Durch die Nothwendigkeit, mit dem aufwärts zu bewegenden Zuge gleichzeitig die todte Last der Bremswagen mit emporschleppen zu müssen, wird der Wirkungsgrad dieses Seilbetriebes natürlich wesentlich herabgezogen.

Bezeichnet Q das Gewicht des aufzuschleppenden Zuges und W das Gewicht der beiden Bremswagen, so ergiebt sich, wenn zunächst von den Widerständen des Seilbetriebes ganz abgesehen wird, der Wirkungsgrad der geneigten Ebene zu

$$\eta = \frac{Q}{Q + W}.$$

Hierin muß W so groß angenommen werden, daß die Bremsung genügt, um im Falle eines Seilbruches den Zug anzuhalten, und man hätte daher für den Fall, daß in dem Wagenzuge keine Bremsen vorhanden sind, bei einem Neigungswinkel α der Bahn die Beziehung:

$$\mu W \cos\alpha = (Q + W) \sin\alpha,$$

daher wäre

$$W = Q \frac{\sin\alpha}{\mu \cos\alpha - \sin\alpha}$$

zu setzen. In welcher Weise durch die Widerstände des Drahtseiles beim Umbiegen um die Rollen, sowie durch die Zapfenreibungen der Trag- und Leitrollen der Wirkungsgrad noch weiter verringert wird, dürfte nach dem Früheren in jedem speciellen Falle leicht zu ermitteln sein.

Ein eigenthümlicher Seiltrieb ist im Jahre 1863 von Agudio auf einer 2400 m langen Strecke der Linie Turin-Genua mit Steigungen zwischen $^1/_{31}$ und $^1/_{37}$ ausgeführt, welcher die Aufmerksamkeit der Eisenbahntechniker in hohem Grade erregte. Hierbei ist eine eingleisige Bahn angeordnet, welche zur Beförderung der Züge nach beiden Richtungen dient. In der Mitte des Geleises ist zunächst ein stärkeres Schleppseil Z gelagert, welches im oberen Punkte der Strecke befestigt, am unteren Ende durch einen schweren Spannwagen in steter Spannung erhalten wird. Zur Beförderung der Züge dient ein besonderer Rollenwagen W, Fig. 414 und 415 (Locomoteur), auf welchem zwei Rollen $A A_1$ mit doppelten Seilrinnen gelagert

Fig. 414.

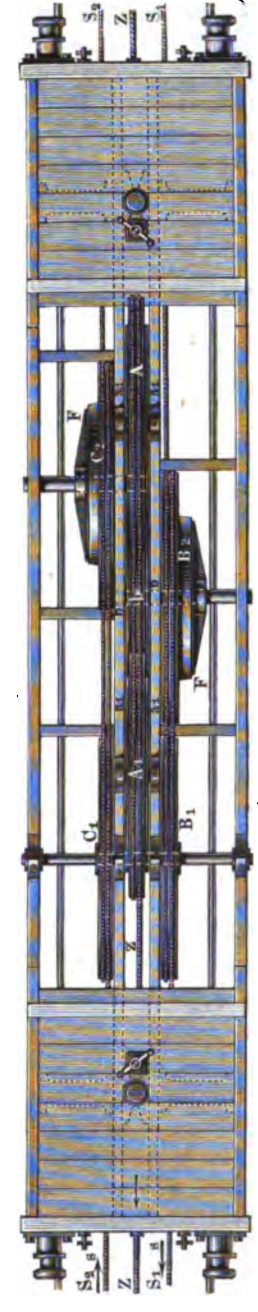


Fig. 415.

sind, um welche Rollen das Schleppseil Z in je zwei halben Windungen gelegt ist, um die zur Verhinderung des Rutschens genügende Adhäsion des Seiles zu erreichen. Es ist deutlich, daß eine Drehung dieser Rollen in dem einen oder anderen Sinne eine Bewegung des Wagens W nebst dem angehängten Zuge zur Folge haben muß. Eine solche Drehung der Rollen $A A_1$ wird nun erreicht durch ein zweites endloses Seil, das Treibseil $S_1 S_2$, welches im obersten und untersten Punkte der geneigten Strecke über Umkehrrollen geführt ist, die auf Spannwagen sich befinden, und dessen beide Zweige S_1 und S_2 innerhalb der Schienen des Geleises durch Tragrollen gestützt werden. Jedes der beiden Seilzweige S_1 und S_2 ist in ähnlicher Art wie das Schleppseil über zwei Gegenrollen mit doppelten Seilrinnen geführt, und zwar das aufsteigende Seil S_1 um die Rollen $B_1 B_2$ und das absteigende Seil S_2 um C_1 und C_2. Wird daher das endlose Treibseil in der Richtung der Pfeile s in Bewegung gesetzt, so werden die Rollen $B_1 B_2$ und $C_1 C_2$ nach entgegengesetzten Richtungen gedreht. Es handelt sich daher nur darum, durch die Drehung der Scheiben B und C eine entsprechende Umdrehung der Scheiben A und dadurch einen Transport des Rollenwagens entlang dem Schleppseile Z zu erzeugen. Es muß nun bemerkt werden, daß die Bewegung des endlosen Treibseiles S durch zwei feststehende Maschinen geschieht, von denen eine an jedem Ende der geneigten Ebene aufgestellt ist, und von denen jede auf ein Paar von Gegenrollen wirkt, um welche das Seil in der mehrfach erwähnten Weise wiederholt geführt ist, bevor es die Umkehrrolle des Spannwagens umfängt. Es ist ersichtlich, daß in Folge dieser Anordnung bei der Inbetriebsetzung der beiden Dampfmaschinen, als welche in dem vorliegenden Falle festgestellte Locomotiven angewendet wurden, jedes Seilstück nur die Hälfte der erforderlichen Betriebskraft zu transmittiren hat, folglich ein verhältnißmäßig dünneres Drahtseil verwendet werden kann. Auch giebt man dem Treibseile eine größere Geschwindigkeit als dem Wagen oder dem Umfange der Rollen A des Schleppseiles, um die Spannung des Treibseiles und somit seine Stärke zu verringern. Man erkennt hieraus, daß der Betrieb im Wesentlichen auf die Anwendung einer Seiltransmission hinausläuft, wie dieselbe bereits in §. 38 bei Besprechung der Krahne angeführt wurde, und es handelt sich zur Erreichung des vorgesetzten Zweckes nur darum, durch die schnell rotirenden Seilscheiben B und C die Scheiben A in langsamere Umdrehung zu setzen. Hierzu muß man bemerken, daß die Scheiben B_1 und B_2 des aufsteigenden Seiles S_1 sich mit anderer Geschwindigkeit bewegen, als die Scheiben $C_1 C_2$ des absteigenden Seiles S_2, trotzdem diese Scheiben unter sich und mit denen des Schleppseiles gleiche Durchmesser haben. Ist nämlich v die Transportgeschwindigkeit des aufsteigenden Wagens, also auch die Umfangsgeschwindigkeit der Rollen A, und ist die Geschwindigkeit des Treibseiles

n mal so groß, also durch $n v$ gegeben, so ist die relative Geschwindigkeit des aufsteigenden Seiles gegen den Umfang der Rollen B wegen deren eigener Bewegung mit dem Wagen durch $n v - v = (n - 1) v$ gegeben, während die relative Geschwindigkeit des absteigenden Seiles gegen den Rollenumfang von C durch $(n + 1) v$ ausgedrückt ist. Daher verhalten sich, wegen der Gleichheit aller Rollendurchmesser, auch die Umdrehungen der Rollen

$$A : B : C = 1 : n - 1 : n + 1.$$

Bei der hier besprochenen Ausführung war $n = 2,25$ gewählt worden, und es ergiebt sich daher für die Bewegungsübertragung zwischen A und B_2 ein Uebersetzungsverhältniß von $1 : 1,25 = {}^4/_5$, und zwischen A und C_2 ein solches von $1 : 3,25 = {}^4/_{13}$. Diese Uebersetzung ist dadurch erreicht, daß die Rolle B_2 mit einer Frictionsscheibe b auf zwei mit den Rollen A verbundene Frictionsscheiben a_1 vom Durchmesser ${}^5/_4\, b$ wirkt, während die Rolle C_2 mit einem Zahngetriebe c von 12 Zähnen in ein mit A verbundenes Zahnrad a_2 von $3,25 \,.\, 12 = 39$ Zähnen eingreift. Dieses Zahnrad mußte innere Verzahnung erhalten, um die erforderliche Drehungsrichtung zu erlangen. Es sind übrigens die Treibrollen B_2 und C_2 nicht fest auf ihre Axen gekeilt, sondern mit denselben durch kräftige Frictionskuppelungen F verbunden, so daß die Bewegung des Rollenwagens auf diesem selbst jederzeit unterbrochen und wieder aufgenommen werden kann. Um in solchem Falle den Rollenwagen festzustellen, sowie um die Thalfahrt reguliren zu können, bei welcher selbstverständlich die Frictionskuppelungen F auszurücken sind, dient außer den kräftigen Schlittenbremsen G zwischen den Rädern der drehbaren Schemelwagen H noch eine starke Backenbremse, deren Backen gegen die Frictionsscheibe a_1 der einen Schleppseilrolle A_1 gedrückt werden. Diese letztere Bremse, deren Wirkung nicht, wie diejenige der Schlittenbremsen G von dem Gewichte des Rollenwagens abhängt, kann offenbar nicht mehr wirken, sobald ein Bruch des Schleppseiles eintreten sollte, weshalb für eine solche Zufälligkeit die Schlittenbremsen G und ein erhebliches Gewicht des Rollenwagens nicht entbehrt werden können. Dieses todte Gewicht des Rollenwagens wird auf die Verringerung des Wirkungsgrades in derselben Weise wirken, wie dies von den Zangenwagen des vorher besprochenen Maus'schen Systems angeführt worden ist. Die nähere Berechnung des Effectes dieser Art des Seilbetriebes dürfte nach dem Vorstehenden und nach dem über Drahtseilbetrieb Gesagten keine Schwierigkeiten darbieten. Es ist übrigens leicht ersichtlich, daß die hier gewählte Anordnung eines endlosen Treibseiles auch mit der Verwendung einer Zahnstange anstatt eines Schleppseiles verbunden werden kann, in welchem Falle durch das Treibseil eine Drehung der Welle des Zahngetriebes bewirkt werden müßte.

Hier kann noch bemerkt werden, daß man neuerdings den Drahtseilbetrieb auch vielfach zur Transportirung von Baumaterialien und berg-

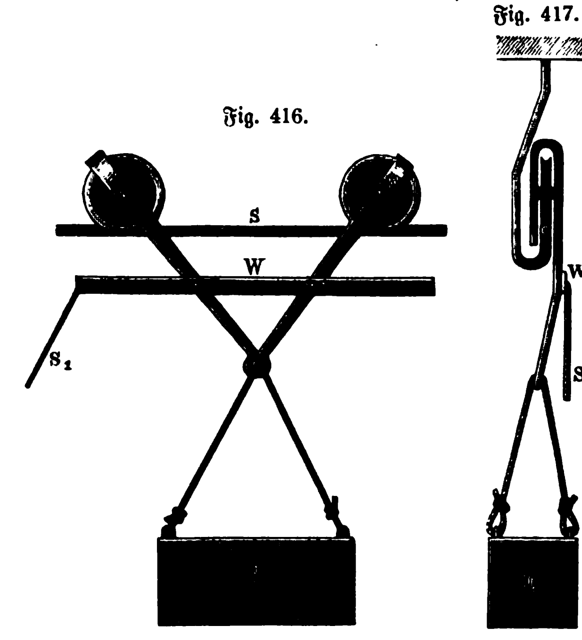


Fig. 416.

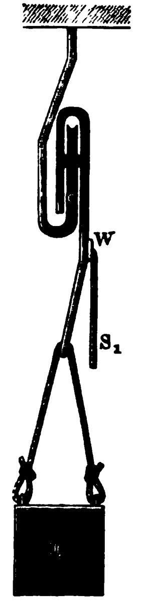


Fig. 417.

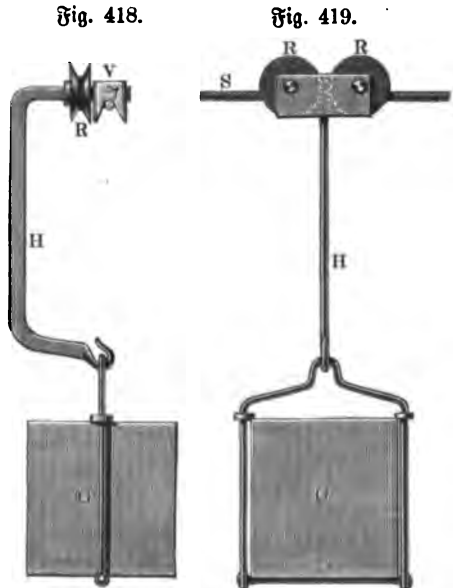


Fig. 418. Fig. 419.

männischen Producten auf sogenannten **hängenden Bahnen** benutzt hat. Eine solche hängende Bahn wird aus einem Drahtseile gebildet, welches zwischen den beiden zu verbindenden Punkten freischwebend ausgespannt und in Zwischenpunkten unterstützt ist, deren Entfernung bis über 100 m betragen kann. Auf diesem Seile *S*, Fig. 416 und 417, laufen kleine Rollwagen *W*, an denen die Gefäße *G* für die zu transportirenden Materialien hängen. Die Bewegung der

Wagen erfolgt durch den Anzug des Treibseiles S_1, welches sich etwa auf eine Seiltrommel aufwickelt. Von Hodgson ist dieser Betrieb dahin verbessert worden, daß ein besonderes Laufseil entbehrlich gemacht ist, indem das endlose Treibseil gleichzeitig zum Tragen der zu bewegenden Lasten dient. Zu dem Ende ist jedes Gefäß G, Fig. 418 und 419, vermittelst des Gehänges H und des Sattels V auf das Treibseil S gehängt, welches an jedem Ende der Strecke über eine Rolle gelegt ist, von denen die eine durch eine Dampfmaschine umgedreht wird. Die kleinen Rollen R, mit denen der Sattel V versehen ist, dienen dazu, auf kleine Führungsstücke an den Seilstützen aufzulaufen, so daß die letzteren der Bewegung ein Hinderniß nicht darbieten. Die Vorzüge solcher Seilbahnen, welche natürlich nur für leichte Wagen dienen können, bestehen außer in der einfachen und wohlfeilen Anordnung, besonders darin, daß man sie leicht über Thaleinschnitte, Landstraßen, Flüsse ꝛc. spannen kann.

Atmosphärische Bahnen. Bei den atmosphärischen Eisenbahnen hat man den Druck der Luft zur Bewegung der Wagen benutzt. Denkt man sich nämlich in einer längs der Bahn gelagerten Röhre einen Kolben oder kolbenartigen Körper möglichst dicht schließend beweglich, und erzeugt auf der einen Seite dieses Kolbens durch Auspumpen oder Comprimiren der Luft eine Verschiedenheit der beiderseitigen Pressungen, so wird der Kolben in der Röhre sich unter Einfluß des stärkeren Luftdruckes bewegen, sobald die Differenz der auf die beiden Kolbenflächen ausgeübten Pressungen zur Ueberwindung der Bewegungshindernisse ausreicht. Wird nun eine solche Anordnung getroffen, vermöge deren der zu transportirende Wagen gezwungen ist, an der Bewegung des Kolbens Theil zu nehmen, so ist damit die Möglichkeit gegeben, die Wagen nach der einen oder anderen Richtung zu transportiren, je nachdem die eine oder andere Kolbenseite dem größeren Drucke ausgesetzt ist. Eine derartige Einrichtung erfordert daher, ähnlich wie der Seilbetrieb, die Aufstellung von feststehenden Maschinen zur Bewegung der Luftpumpen, und es ist mit diesem Systeme der Vortheil verbunden, daß das Mitbefördern einer so großen Last, wie die Locomotiven sind, hierbei nicht nöthig ist. Dieser Umstand mag wohl der Hauptgrund gewesen sein, weshalb man sich anfänglich vielfach bemüht hat, atmosphärische Bahnen auszuführen, doch hat man wegen der damit verbundenen Uebelstände das zuerst versuchte System sehr bald aufgegeben. Erst in neuerer Zeit ist es durch Einführung von gewissen Verbesserungen gelungen, die praktische Brauchbarkeit des Systems für einzelne Fälle zu erweisen. §. 91.

Bei den älteren Ausführungen, welche in den vierziger Jahren in England und Frankreich gemacht wurden, und welche damals als ernstliche Concurrenten der Locomotivbahnen auftraten, war der in der Röhre bewegliche Treibkolben mit dem auf dem gewöhnlichen Geleise laufenden Wagen

Hier kann noch bemerkt werden, daß man neuerdings den Drahtseilbetrieb auch vielfach zur Transportirung von Baumaterialien und berg-

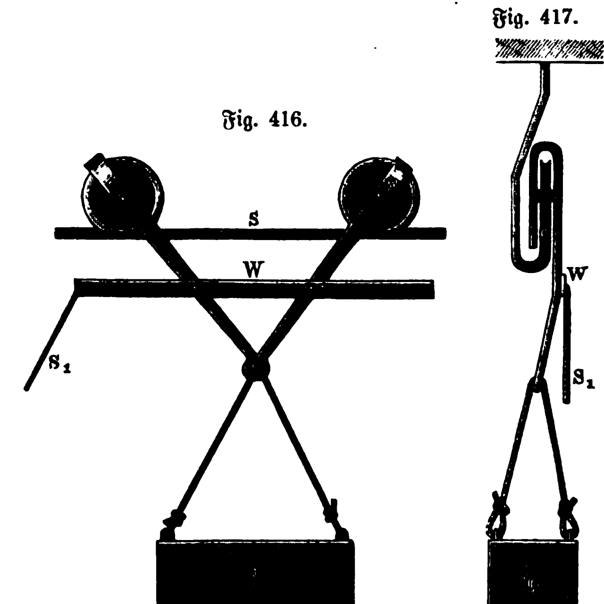


Fig. 416.

Fig. 417.

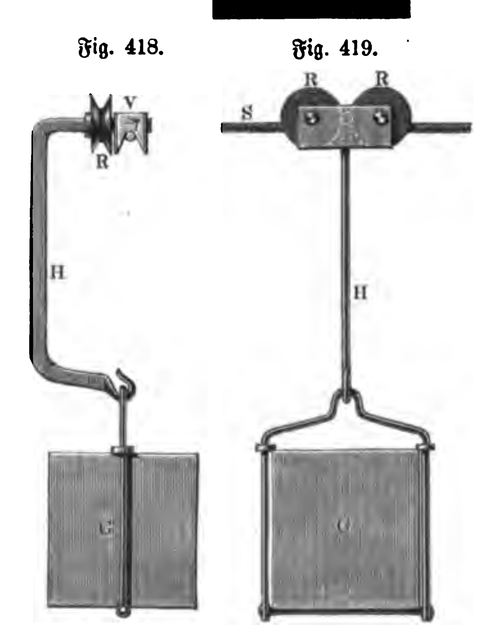


Fig. 418.

Fig. 419.

männischen Producten auf sogenannten **hängenden Bahnen** benutzt hat. Eine solche hängende Bahn wird aus einem Drahtseile gebildet, welches zwischen den beiden zu verbindenden Punkten freischwebend ausgespannt und in Zwischenpunkten unterstützt ist, deren Entfernung bis über 100 m betragen kann. Auf diesem Seile *S*, Fig. 416 und 417, laufen kleine Rollwagen *W*, an denen die Gefäße *G* für die zu transportirenden Materialien hängen. Die Bewegung der

Wagen erfolgt durch den Anzug des Treibseiles S_1, welches sich etwa auf eine Seiltrommel aufwickelt. Von Hodgson ist dieser Betrieb dahin verbessert worden, daß ein besonderes Laufseil entbehrlich gemacht ist, indem das endlose Treibseil gleichzeitig zum Tragen der zu bewegenden Lasten dient. Zu dem Ende ist jedes Gefäß G, Fig. 418 und 419, vermittelst des Gehänges H und des Sattels V auf das Treibseil S gehängt, welches an jedem Ende der Strecke über eine Rolle gelegt ist, von denen die eine durch eine Dampfmaschine umgedreht wird. Die kleinen Rollen R, mit denen der Sattel V versehen ist, dienen dazu, auf kleine Führungsstücke an den Seilstützen aufzulaufen, so daß die letzteren der Bewegung ein Hinderniß nicht darbieten. Die Vorzüge solcher Seilbahnen, welche natürlich nur für leichte Wagen dienen können, bestehen außer in der einfachen und wohlfeilen Anordnung, besonders darin, daß man sie leicht über Thaleinschnitte, Landstraßen, Flüsse ꝛc. spannen kann.

Atmosphärische Bahnen. §. 91. Bei den atmosphärischen Eisenbahnen hat man den Druck der Luft zur Bewegung der Wagen benutzt. Denkt man sich nämlich in einer längs der Bahn gelagerten Röhre einen Kolben oder kolbenartigen Körper möglichst dicht schließend beweglich, und erzeugt auf der einen Seite dieses Kolbens durch Auspumpen oder Comprimiren der Luft eine Verschiedenheit der beiderseitigen Pressungen, so wird der Kolben in der Röhre sich unter Einfluß des stärkeren Luftdruckes bewegen, sobald die Differenz der auf die beiden Kolbenflächen ausgeübten Pressungen zur Ueberwindung der Bewegungshindernisse ausreicht. Wird nun eine solche Anordnung getroffen, vermöge deren der zu transportirende Wagen gezwungen ist, an der Bewegung des Kolbens Theil zu nehmen, so ist damit die Möglichkeit gegeben, die Wagen nach der einen oder anderen Richtung zu transportiren, je nachdem die eine oder andere Kolbenseite dem größeren Drucke ausgesetzt ist. Eine derartige Einrichtung erfordert daher, ähnlich wie der Seilbetrieb, die Aufstellung von feststehenden Maschinen zur Bewegung der Luftpumpen, und es ist mit diesem Systeme der Vortheil verbunden, daß das Mitbefördern einer so großen Last, wie die Locomotiven sind, hierbei nicht nöthig ist. Dieser Umstand mag wohl der Hauptgrund gewesen sein, weshalb man sich anfänglich vielfach bemüht hat, atmosphärische Bahnen auszuführen, doch hat man wegen der damit verbundenen Uebelstände das zuerst versuchte System sehr bald aufgegeben. Erst in neuerer Zeit ist es durch Einführung von gewissen Verbesserungen gelungen, die praktische Brauchbarkeit des Systems für einzelne Fälle zu erweisen.

Bei den älteren Ausführungen, welche in den vierziger Jahren in England und Frankreich gemacht wurden, und welche damals als ernstliche Concurrenten der Locomotivbahnen auftraten, war der in der Röhre bewegliche Treibkolben mit dem auf dem gewöhnlichen Geleise laufenden Wagen

durch einen Arm fest verbunden, welcher aus dem Treibrohre durch einen Längenschlitz desselben heraustrat. Dieser der ganzen Länge nach in dem Rohre befindliche Schlitz mußte natürlich vor dem Kolben dicht geschlossen gehalten werden, um daselbst durch Luftpumpen eine Luftverdünnung zu ermöglichen, in Folge deren der auf die Rückseite des Kolbens wirkende Druck der äußeren Atmosphäre die Verschiebung des Kolbens mit dem damit verbundenen Wagen bewirken konnte. Die Dichtung dieses Schlitzes bildete eine Hauptschwierigkeit, welche immer nur mangelhaft überwunden worden ist, so mannigfach die Vorschläge und Versuche dazu auch gewesen sind.

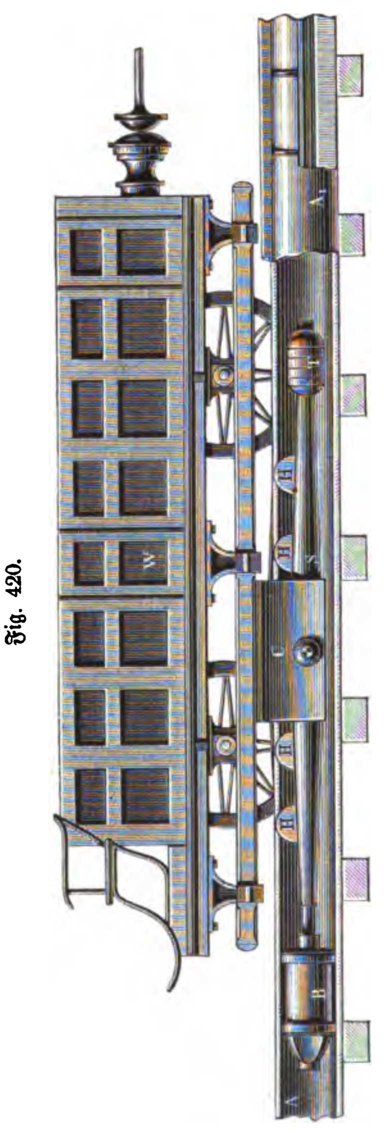
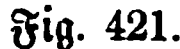
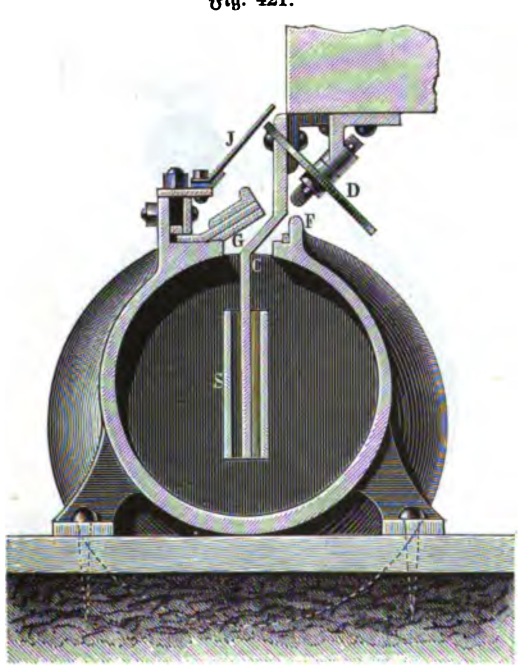


Fig. 420.

Die Einrichtung, welche von Clegg und Samuda dem Treibapparate der Bahn London-Croydon gegeben wurde, ist aus den Figuren 420 bis 422 im Wesentlichen ersichtlich. In der Röhre $A A_1$, welche in der Mitte zwischen den gewöhnlichen Bahnschienen auf denselben Querschwellen befestigt ist, bewegte sich der durch Ledermanschetten gedichtete Kolben B, sobald in der Röhre A vor dem Kolben durch die Luftpumpen eine Luftverdünnung erzeugt wurde. Mit der Kolbenstange S, welche bei T ein Gegengewicht für den Kolben B trägt, war durch den breiten Blecharm C der Wagen W verbunden. Zur Dichtung des Längenschlitzes vor dem Kolben diente eine durch Eisenplatten versteifte Lederklappe G, welche in Fig. 422 im geschlossenen Zustande gezeichnet ist. Die Eröffnung dieser Klappe geschah bei der Bewegung des

Kolbens durch die mit der Kolbenstange verbundenen Räder H, so daß der Arm C, wie Fig. 421 zeigt, ungehindert durch den Schlitz passiren konnte. Eine am hinteren Ende des Wagens befestigte Rolle R drückte die Lederklappe nach dem Passiren des Wagens wieder zu, während gleichzeitig ein durch Kohlen erwärmtes Bügeleisen N die aus Wachs und Talg bestehende Dichtungsmasse bei F erweichte und wieder feststrich, so daß die Röhre für die Bewegung eines anderen Wagens wieder vorbereitet war. Die gleichfalls am Wagen befestigte Rolle D hatte den Zweck, den die Lederklappe für gewöhnlich bedeckenden Schutzdeckel J aus Blech aufzuheben, wenn der Arm C vorbeigehen sollte.


Fig. 421.



Zum Auspumpen der Luft aus der Röhre dienten auf jeder der etwa 5 km von einander entfernten Stationen je zwei Dampfmaschinen à 50 Pferdekraft, die Luftverdünnung variirte zwischen 0,43 und 0,67 Atmosphären, und Züge von 8 bis 9 Wagen im Gesammtgewichte von etwa 27 Tonnen liefen mit 18 m Geschwindigkeit pro Secunde. Schon im Jahre 1848 wurde der atmosphärische Betrieb durch Locomotivbetrieb ersetzt. Auch bei den anderen in England und Frankreich (St. Germain) eingerichteten Bahnen wurde der atmosphärische Betrieb bald aufgegeben.

Der Hauptübelstand bei diesem Systeme muß in der schwierigen Dichthaltung der langen Klappe erkannt werden, durch deren Undichtigkeit nicht nur stete Verluste an Kraft, sondern auch vielfache Betriebsunterbrechungen herbeigeführt wurden. Bei allen Ausführungen des vorgedachten Systems mußte man übrigens *Luftverdünnung* anwenden, so daß die Klappe, welche selbstverständlich nur außen angebracht werden konnte, durch den Ueberdruck der äußeren Atmosphäre fest auf ihren Sitz gepreßt wurde. Comprimirte Luft konnte man nicht anwenden, da hierfür die Dichtung des Schlitzes nicht möglich gewesen wäre.

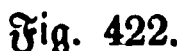
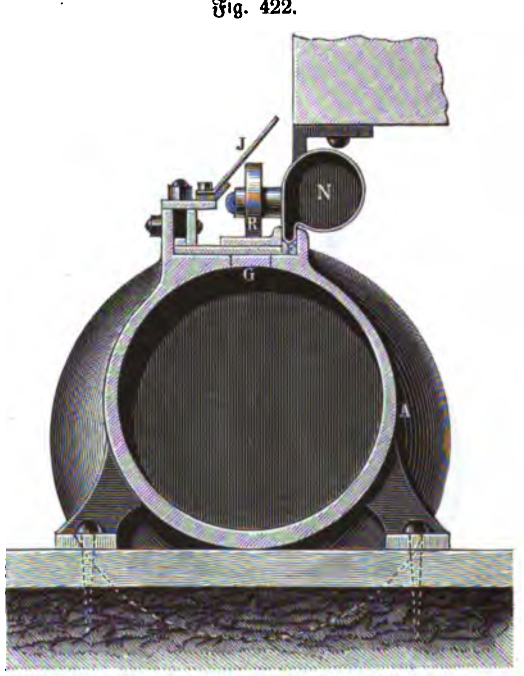


Fig. 422.



Später suchte man die gedachten Uebelstände dadurch zu vermeiden, daß man den Kolben selbst zum Wagen, resp. zum Beförderungsmittel machte, so daß die Nothwendigkeit des Längsschlitzes wegfiel, und daher auch verdichtete Luft zum Treiben des Kolbens angewandt werden konnte. In dieser Ausführung hat man (zuerst L. *Clark* 1858 in London) dieses System in London, Wien, Berlin, Paris ꝛc. zur Beförderung von *Depeschen* und *Briefen* angewendet (Rohrpost). Hierbei haben die schmiedeeisernen Treibröhren nur 60 bis 70 mm lichten Durchmesser, und in denselben werden Züge von 15 bis 20 Depeschenbüchsen, nach Art der Fig. 423, befördert.

Diese aus Blech gefertigten Büchsen *a* sind nur am vorderen Ende mit einem gewölbten Boden *b* versehen, und es wird nach ihrer Füllung über das hintere offene Ende die Lederbüchse *d* geschoben. Den Schluß eines solchen Depeschenzuges bildet der durch eine Ledermanschette *m* gedichtete Kolben *k*, Fig. 424, welcher durch den Ueberdruck der Luft auf die Fläche links in Bewegung geräth und die vor ihm eingesetzten Depeschenbüchsen vor sich

Fig. 424.

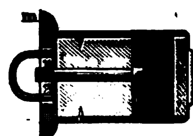
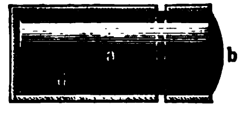
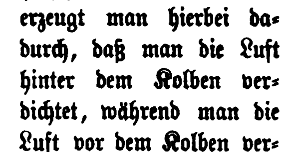


Fig. 423.





herschiebt. Den Ueberdruck erzeugt man hierbei dadurch, daß man die Luft hinter dem Kolben verdichtet, während man die Luft vor dem Kolben verdünnt. Zu dem Zwecke sind auf den betreffenden Stationen die Dampfmaschinen mit Compressionspumpen sowohl wie mit Saugpumpen verbunden, so daß auf jeder Station die Luft in einem Windkessel verdichtet, in einem anderen verdünnt werden kann. Da man es nun auf jeder Station vermöge der Einrichtung der Empfang- und Versandtapparate in der Hand hat, das Rohr mit dem Compressionswindkessel oder mit dem Vacuumkessel zu verbinden, so erkennt man hieraus die Möglichkeit, die Züge beliebig in der einen oder anderen Richtung zu befördern. Bei der Berliner Rohrpost hat die Luft im Compressionskessel gewöhnlich einen Ueberdruck von $1^1/_2$ Atmosphären, im Vacuumkessel beträgt die Pressung etwa 0,75 Atmosphären. Die Züge, welche aus 15 bis 20 Depeschenbüchsen bestehen, von denen jede etwa 20 Briefe faßt, fahren mit einer Geschwindigkeit von etwa 15 m, höchstens 20 m in der Secunde. Für den Wirkungsgrad der pneumatischen Transportapparate gelten dieselben Betrachtungen, welche in §. 20 hinsichtlich der pneumatischen Hebevorrichtungen angestellt wurden, und es ist also der Wirkungsgrad dabei um so geringer, je größer das Verhältniß der Luftpressungen auf die beiden Kolbenflächen angenommen wird. Auch ist der Wirkungsgrad unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner bei dem Betriebe durch Luftverdünnung als bei demjenigen mit comprimirter Luft. Näheres hinsichtlich der Einrichtung der Apparate siehe an unten*) angegebenen Orten.

Man hat dieses System der Beförderung in geschlossenen Röhren, welches man wohl zum Unterschiede von dem älteren atmosphärischen das pneumatische zu nennen pflegt, auch auf die Beförderung von Personen ausgedehnt, indem man den Röhren einen zur Aufnahme von Eisenbahnwagen genügend großen Durchmesser gegeben hat. Der erste derartige Versuch

*) Heusinger's Handbuch für Eisenbahnkunde, Bd. I; Pernolet, L'air comprimé et ses applications, Paris 1867; Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. III; Deutsche Bauzeitung 1877, Nr. 12 und 14 u. a. a. O.

wurde 1864 von Rammel auf einer 547 m langen Strecke in der Nähe von Sydenham bei London gemacht. Die mit einfachem Geleise versehene Röhre ist gemauert und hat bei 3 m Höhe und 2,73 m Breite genügenden Querschnitt zur Aufnahme der größten Personenwagen der gewöhnlichen Eisenbahnen. Mit dem Wagen ist ein Rahmen verbunden, welcher, dem Querschnitte der Röhre sich anschließend, durch einen Bürstenbesatz den dichten Abschluß bewirkt. Bei der großen Druckfläche genügt hierbei eine sehr geringe Differenz der Luftpressungen vor und hinter dem Wagen, so daß zur Herstellung derselben ein mächtiges Windrad von 5,38 m Durchmesser verwendet werden konnte. Die Einrichtung ist dabei so getroffen, daß dieser Ventilator ebensowohl zur Fortbewegung des Zuges die Luft in das Rohr hineinpressen, wie auch aus demselben heraussaugen kann, wenn ein Zug herangeholt werden soll. Bei einer Druckdifferenz von $^1/_{96}$ Atmosphäre ergab sich, daß der Wagen mit 30 bis 35 Personen die Bahn von 547 m Länge, welche Curven von 170 m Radius und Steigungen von $^1/_{15}$ enthielt, in 50 Secunden, also etwa mit 10 m Geschwindigkeit durchlief.

In Folge dieser Versuche hat man diesem Beförderungssysteme größere Aufmerksamkeit zugewendet, und es kann dasselbe in gewissen Fällen wohl Vorzüge vor dem Locomotivsysteme gewähren, namentlich bei starken Steigungen, welche durch Locomotiven nicht mehr oder nur mit sehr geringem Wirkungsgrade zu überwinden sind. Der Wirkungsgrad des pneumatischen Systems wird bei größeren Steigungen wegen des fast gänzlichen Fortfalles der todten Last nicht so bedeutend herabgezogen, wie bei dem Locomotivbetriebe, und bei der geringen erforderlichen Pressungsdifferenz der Luft fallen auch die Kraftverluste geringer aus. Indessen ist nach den heutigen Erfahrungen über die praktische Brauchbarkeit der pneumatischen Bahnen ein Urtheil noch nicht abzugeben.

Anmerkung. Ueber Eisenbahnen und Eisenbahntransport ist die Literatur entsprechend der Bedeutung des Gegenstandes eine sehr ausgedehnte. Außer dem in dem vorstehenden Capitel mehrfach angeführten größeren Werke von Heusinger v. Waldegg enthält dessen Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens Mittheilungen und Zeichnungen über alle einigermaßen bemerkenswerthen Erscheinungen auf diesem Felde. Außerdem sind besonders folgende Werke anzuführen: Redtenbacher, Die Gesetze des Locomotivbaues, sowie dessen Resultate für den Maschinenbau; Clark, Railway — machinery 1855; Colburn, Locomotive — engineering, London 1871; Couche, Voie, matériel roulant, et exploitation technique des chemins de fer, Paris 1873; Lechatelier, Flachat, Petiet u. Polonceau, Guide du mécanicien constructeur et conducteur des machines locomotives, Paris 1859; Perdonnet, Traité élémentaire des chemins de fer, 1865; Welkner, Die Locomotive, Göttingen 1859, sowie H. v. Waldegg und Claus, Die Locomotivmaschine 1858. Ferner sind hervorzuheben: Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau; v. Kaven, Vorträge über Ingenieurwissenschaften an der polytechnischen Schule

zu Aachen; Heyne, Das Traciren der Eisenbahnen, Wien 1865. Von älteren Veröffentlichungen ist zu erwähnen: Etudes sur la stabilité des machines locomotives par Lechatelier, Paris 1849; Théorie de la stabilité des machines locomotives en mouvement par Y. Villarceau, 1852; Note sur la stabilité des machines locomotives par Resal und Des contrepoids appliqués aux roues motrices des machines locomotives par Couche, Annales des mines, 1853; Cinquième Serie, Tome III; siehe auch den Artikel von Weisbach, Die Mechanik des Dampfwagens, Civil-Ingenieur, Bd. II. In historischer Hinsicht ist auch zu empfehlen: The steam engine, steam navigation, roads and railways by D. Lardner, London. Eine speciellere Angabe der Literatur über diesen Gegenstand findet sich in H. v. Waldegg's Handbuch und in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre Bd. III.

Drittes Capitel.

Der Transport zu Wasser.

---

§. 92. **Schifffahrtscanäle.** Der Transport von Waaren zu Wasser geschieht, abgesehen von dem Flößen der Holzstämme, immer in schwimmenden Behältern oder Schiffsgefäßen, denen der Weg von der Natur durch Flüsse, Ströme, Seen und Meere vorgeschrieben ist. Neben diesen natürlichen Wasserstraßen hat man in den Schifffahrtscanälen ein Mittel zur Erweiterung des Schifffahrtsverkehrs, welches in verschiedener Weise Verwendung findet. Während manche Canäle als Abzweigungen von vorhandenen Wasserstraßen angelegt werden, um diesen letzteren gewisse Rohproducte, wie Erze, Kohlen, Baumaterialien, bequem zuzuführen, sind andere parallel mit einzelnen Flußstrecken geführt, um die in den letzteren vorhandenen Hindernisse der Schifffahrt zu umgehen. Dieser Fall findet bei allen in schiffbaren Flüssen angeordneten Stauwehren statt, ebenso hat man beispielsweise die Stromschnellen des St. Lorenzstromes unterhalb des Ontariosees durch einen Seitencanal umgangen. Andere Canäle endlich können zur Verbindung zweier Ströme oder Meere dienen, in welcher Hinsicht der Suezcanal das großartigste Beispiel ist. Solche Verbindungscanäle zweier Stromgebiete müssen die Wasserscheide der letzteren überschreiten, was mit Hülfe der Schiffsschleusen und geneigten Ebenen, zuweilen auch mittelst unterirdischer Canalstrecken ermöglicht werden kann.

In Bezug auf den Wassertransport überhaupt muß bemerkt werden, daß derselbe nur langsamer bewirkt werden kann, als der auf Eisenbahnen, und auf den Canälen und Flüssen während der Wintermonate eine meist mehrmonatliche Unterbrechung erleidet. Dagegen stellen sich die Transportkosten bei dem Wassertransporte immer wesentlich geringer, als auf Eisenbahnen,

so daß man namentlich Rohproducte und solche Waaren zu Wasser befördert, deren Gewicht im Verhältnisse zu ihrem Werthe bedeutend ist, und bei denen die langsamere Beförderung keine besonderen Nachtheile im Gefolge hat.

Die Sohle der Canäle in den einzelnen zwischen den Schleusen gelegenen Strecken wird immer ganz oder nahezu horizontal angelegt, höchstens giebt man ihr ein geringes Gefälle von etwa 0,00001 oder 10 mm auf 1 km zu dem Zwecke, um, wenn nöthig, die Strecke durch Ablassen des Wassers gänzlich trocken legen zu können. Das Wasser in den einzelnen Canalstrecken besitzt daher keine, oder doch nur eine ganz unbedeutende Strömung, wie sie in Folge des Durchsickerns von Wasser durch den Boden und in Folge des Durchschleusens der Schiffe eintritt.

Die Schiffe auf den Canälen werden in den meisten Fällen durch Pferde, zuweilen auch durch Menschen gezogen, zu welchem Behufe zu einer oder auch zu jeder Seite des Canals ein sogenannter Leinpfad angeordnet wird. Die Benutzung von Dampfbooten pflegt auf kleineren Canälen mit Rücksicht auf die durch den Wellenschlag veranlaßte Beschädigung der Canalufer verboten zu sein, ebenso wie der Gebrauch der Segel meist nicht gestattet ist. Auf größeren Canälen gehen jedoch auch Dampfboote, ebenso ist die Seil- und Kettenschifffahrt (s. dort) in neuerer Zeit mehrfach auf Canälen eingeführt worden.

Das Querprofil der Canäle richtet sich nach der Größe der angewendeten Schiffe, denen an jeder Stelle des Canals ein bequemes Ausweichen bei der Begegnung ermöglicht sein muß. Dabei muß wegen der unvermeidlichen Sandablagerungen des zuzuführenden Wassers die Tiefe so groß sein, daß zwischen dem Boden der völlig beladenen Schiffe und der Sohle des Canals ein Raum von mindestens 0,3 m frei bleibt. Den Ufern giebt man eine der Beschaffenheit des Bodens entsprechende Böschung von 1,5 bis 2 und zuweilen noch mehr. Bei der Feststellung des Canalprofils kommt auch der vergrößerte Bewegungswiderstand in Betracht, welcher sich immer dann einstellt, wenn das Canalprofil den Querschnitt des eingetauchten Schiffsgefäßes nur wenig übertrifft. Dieser Widerstand entsteht dadurch, daß bei der Bewegung des Schiffes das von demselben vorn verdrängte Wasser beim Vorbeifließen am Schiffskörper eine um so größere Geschwindigkeit annehmen muß, je kleiner der Zwischenraum zwischen dem Schiffskörper und dem Canalboden ist. Diese Geschwindigkeit kann nur erzeugt werden, wenn vor dem Schiffe ein entsprechender Stau eintritt, welcher natürlich eine beträchtliche Steigerung des Widerstandes zur Folge hat, den das Schiffsgefäß findet. Nach den hierauf bezüglichen Versuchen und Erfahrungen kann man indessen annehmen, daß nur bei verhältnißmäßig sehr engen Canälen dieser Widerstand bedeutend größer ausfällt, als im unbegrenzten Wasser, und daß diese Vergrößerung schon unmerklich ist, wenn der

Querschnitt F des Canalprofils das Fünffache von demjenigen f des eingetauchten Schiffsgefäßes beträgt. Nach den Versuchen von Dubuat verhält sich unter sonst gleichen Umständen der Widerstand in einem Canale vom Profile F zu dem im offenen Wasser wie $8{,}46 : 2 + \frac{F}{f}$ *), wenn f der eingetauchte Schiffsquerschnitt ist. Diese Angabe kann natürlich nur für Verhältnisse von $\frac{F}{f}$ kleiner als 6,46 gelten, da sonst der Widerstand in dem Canale sich kleiner herausstellen würde, als im offenen Wasser.

In Fig. 425 ist das Profil des Rhein-Marne-Canals dargestellt. Hier bedeutet A die Wasserstraße, B ist ein aufgeschütteter Damm, während

Fig. 425.



C der natürliche Abhang des Terrains ist. In D sind die beiderseits angeordneten Leinpfade sichtbar, während E einen Seitengraben vorstellt, welcher auf der Bergseite nothwendig ist, um das dort herabfließende Wasser an dem Uebertritt über den Leinpfad zu hindern. In F, F sind zwei Banketts oder Bermen angedeutet, welche noch unter dem Wasser liegen und mit Schilf bepflanzt werden, um die Dossirungen dauerhafter zu machen.

Der Suezcanal hat bei einer Wassertiefe von 8 m eine Breite in der Sohle von 22 m und eine solche im Wasserspiegel, welche zwischen 58 und 100 m variirt.

In Folge der Verdunstung, sowie wegen der Durchlässigkeit des Bodens findet in Canälen fortwährend ein gewisser Wasserverlust statt, welcher unter Umständen so beträchtlich werden kann, daß die Wassertiefe für die Schifffahrt bald nicht mehr ausreichen würde, wenn man den Verlust nicht durch Zuflüsse decken würde. Ebenso sind zum Durchschleusen der Schiffe beträchtliche Wasserquanten erforderlich, so daß in allen Fällen auf die Möglichkeit einer ausreichenden Speisung der Canäle Bedacht genommen werden muß. Ist der Canal zur Seite eines Flusses geführt, so wird aus dem letzteren immer das erforderliche Speisewasser für den Canal entnommen werden können. Schwieriger aber ist die Speisung im Allgemeinen bei Verbindungscanälen zweier verschiedenen Stromgebiete, bei welchen man auf die Be-

*) S. Hagen, Wasserbaukunst. Thl. II, Bd. IV, S. 198.

nutzung der in der Canallinie angetroffenen Quellen, Bäche ꝛc. und auf die atmosphärischen Niederschläge in dem Canalgebiete angewiesen ist. Insbesondere mehren sich die Schwierigkeiten, wenn der Canal eine größere Bodenerhebung durchschneidet, in welchem Falle der Canal zwischen den beiden zu verbindenden Wasserstraßen eine höchste sogenannte Scheitelstrecke erhält, zu deren beiden Seiten die Höhenunterschiede durch Kammerschleusen (s. §. 93) überwunden werden müssen. Bei der Feststellung der Canallinie hat man darauf zu sehen, daß der Canal die Wasserscheide an einer möglichst tief gelegenen Stelle des Kammes, in einem sogenannten Gebirgssattel überschreite, nicht nur um die Anzahl der erforderlichen Schleusen zu vermindern, sondern auch, um für die Speisung des Canals ein thunlichst großes Sammelrevier zur Verfügung zu haben. Trotzdem sind die Fälle gar nicht selten, in denen beim Uebergange über eine Wasserscheide der Scheitelstrecke des Canals die zum Betriebe der Schleusen erforderliche Wassermenge nicht zugeführt werden kann, so daß man sich alsdann genöthigt sieht, entweder das erforderliche Speisewasser durch Wasserhebemaschinen zu beschaffen, oder das Heben der Schiffe durch mechanische Aufzüge anstatt durch Schleusen zu bewirken. Außer der Speisung eines Canals ist auch eine sogenannte Entlastung desselben vorzusehen, d. h. man hat für die nöthigen Abflußvorrichtungen zu sorgen, um einem zu hohen Anschwellen des Canals bei Thau- und Regenwetter vorzubeugen, und eine Beschädigung bezw. Zerstörung der Dämme zu verhindern. Zum Behufe der Speisung eines Canals bedient man sich der sogenannten Rigolen oder Speisegräben, indem man die natürlichen Quellen und Zuflüsse faßt, welche man, wenn angängig, um die erforderliche Höhe aufstaut. Vielfach, namentlich bei sehr veränderlichen Zuflüssen, legt man auch besondere Speisebassins an, welche vermöge ihres oft sehr bedeutenden Fassungsraumes als einfache Regulatoren für die veränderlich zufließenden Wassermengen dienen. Natürlich müssen diese Bassins höher als die zu speisende Canalhaltung gelegen sein. Die Bassins dienen namentlich zur Speisung der höher gelegenen Canalstrecken, während die niedriger gelegenen meistens durch Speisegräben versorgt werden.

Die Art, wie ein Canal durch einen Speisegraben mit Wasser versorgt wird, ist aus den Figuren 426 und 427 (a. f. S.) erkennbar, welche die Einrichtung bei französischen Canälen zeigen. Hier ist a die Sohle des zum Speisen dienenden Wasserlaufes, welcher für gewöhnlich, wenn der Canal A eines Zuflusses nicht bedarf, durch den unter dem Canale angebrachten Durchlaß b abgeführt wird. Wenn dagegen von dem Stege s des Leinpfades aus die Schütze c niedergelassen wird, so wird das Wasser in dem Fallkessel f so hoch gestauet, bis es über die Dammbalken d hinweg dem Canale zufließt. Die auf der entgegengesetzten Seite eingesetzten Damm-

balken d_1 geben gleichzeitig ein Mittel, um, wenn sie herausgenommen werden, den Canal gänzlich abzulassen. In g ist der Entwässerungsgraben angedeutet.



Fig. 426.

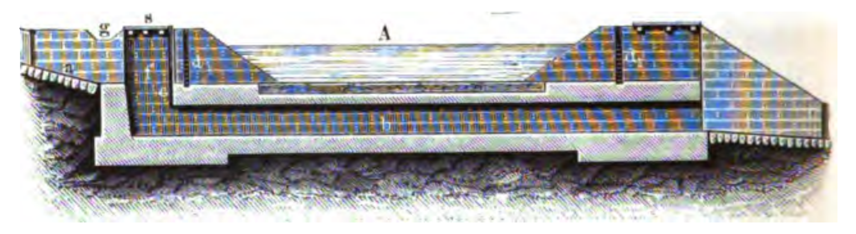
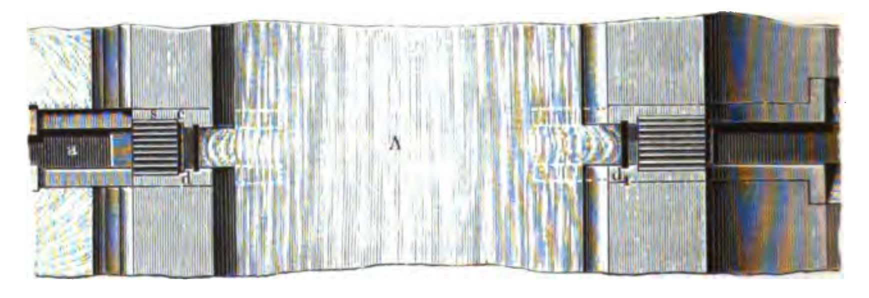


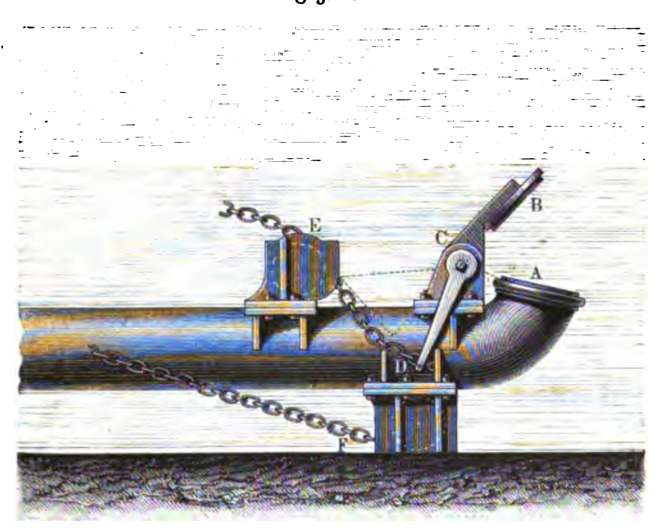
Fig. 427.



Die Speisebassins sind gewöhnliche Teiche, in welchen Quell-, Regen- Thau- und Fluthwasser durch Dämme abgesperrt ist. Sehr häufig benutzt man hierzu die natürlichen Einschnitte von Thälern, welche man an einer geeigneten Stelle durch quer hindurchgelegte Dämme abschließt (Thalsperren). Die Dämme der Speisereservoire werden entweder aus solidem Mauerwerk oder auch, bei geringerer Wassertiefe, aus gestampfter Erde gebildet. Zu den Erddämmen verwendet man am besten ein Gemenge von Sand und Thon, auch bringt man wohl noch im Innern des Dammes, um ihn gegen die Filtration des Wassers zu sichern, eine Thonwand an, und ebenso schützt man die innere Dammfläche gegen den Wellenschlag noch durch ein Steinpflaster. Die Dammkrone erhält etwa eine Breite von 5 bis 6 m, und den Dammflächen giebt man auf jeden Meter Höhe $1^1/_2$ bis 2 m Böschung. Das Ableiten des Wassers aus den Speiseteichen erfolgt am besten durch mehrere Abflußcanäle (Teichgerinne) über einander, wovon jedoch nur immer derjenige benutzt wird, der zunächst unter dem Wasserspiegel liegt. Gewöhnlich führt man die Teichgerinne söhlig durch den Teichdamm; wenn aber das Reservoir nicht sehr tief ist, so kann man sie auch heberförmig über den

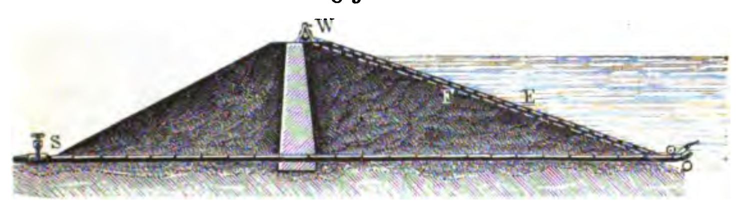
Damm weglegen. Immer sind die gußeisernen Abflußröhren den steinernen Gerinnen vorzuziehen. Der Abfluß des Wassers durch dieselben wird durch Hähne, Schieber, Ventile, Klappen u. s. w. regulirt. Eine derartige Klappe an der Einmündung der Röhre, durch welche das Wasser aus dem Teiche abgeführt wird, ist in Fig. 428 abgebildet. Die Röhrenmündung A ist

Fig. 428.



nach oben gerichtet und auf ihrer Stirnfläche genau abgeschliffen; die Klappe wird durch eine Scheibe B gebildet, welche mittelst starker Arme CD um ihre horizontale Axe C gedreht werden kann. Dieses Drehen erfolgt durch Ketten EDF, welche um Rollen bei E und F gelegt sind und mittelst eines Vorgelegehaspels, welcher auf der Dammkrone steht, sowohl nach der einen als nach der anderen Richtung angezogen werden können, wie aus Fig. 429

Fig. 429.



ersichtlich ist, welche den Querschnitt durch den Damm darstellt. Hierin bedeutet W die Windevorrichtung, um deren Trommel die beiden Ketten E und F in entgegengesetzter Richtung gewunden sind. S ist ein besonderer

Absperrschieber zur Regulirung des abfließenden Wassers, welches von hier durch ein gewöhnliches Gerinne dem Canale zufließt.

Zum Ablassen des überflüssigen Wassers sowohl aus den Speiseteichen als auch aus den Schifffahrtscanälen selbst dienen breite steinerne Fluthgerinne

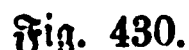


Fig. 430.

oder sogenannte Leerläufe mit Ueberfällen. Dieselben sind bei starken Regengüssen oder Thauwetter zu eröffnen, um das Ueberfließen des Wassers über die Teich- oder Canaldämme zu verhindern, in einzelnen Fällen hat man auch Sicherheitsthore angeordnet, die für gewöhnlich geöffnet sind, und sich schließen, wenn in dem Canale in Folge eines Dammbruches oder einer Ueberfluthung eine Strömung eintritt. Auch heberförmige Abflußröhren sind zur Ent-

lastung der Canäle angewendet worden, welche in Wirksamkeit treten, sobald der Wasserstand im Canale eine gewisse Höhe übersteigt.

Eine der größten unterirdischen oder eingeröschten Canalstrecken kommt bei dem Canale vor, welcher die Themse bei Gravesend mit dem Medway verbindet. Der ganze Canal ist nur 7 engl. Meilen, der Tunnel oder die eingeröschte Strecke desselben aber allein $4^3/_4$ engl. Meilen lang. Der Angriff dieses Tunnels ist zu gleicher Zeit von den beiden Mundlöchern und von neun Lichtlöchern, wovon das tiefste 191 engl. Fuß Tiefe hatte, aus erfolgt. Das Querprofil dieses Tunnels, geführt durch ein Lichtloch A, welches von dem bei B sichtbaren Mundloche eine Meile absteht, zeigt Fig. 430. Da der Kalkstein, durch welchen diese Rösche geht, nicht hinreichende Festigkeit besitzt, so wurde dieselbe mit einem Ziegelgewölbe CC ausgemauert. In der Figur sieht man noch in D das Canalbett, und in E den mit einer Barriere F versehenen Leinpfad. Die Höhe des ganzen Tunnels beträgt 35 engl. Fuß und die Weite desselben 30 engl. Fuß; das eigentliche Canalbett ist dagegen nur 8 Fuß tief, oben 21,6 Fuß und unten 20 Fuß weit.

§. 93. **Kammerschleusen.** Je zwei zunächst über einander liegende Canalstrecken oder sogenannte Haltungen sind meist nur durch eine einfache Schleuse oder sogenannte Kammerschleuse mit einander verbunden. Eine solche Schleuse ist ein ausgemauertes Bassin, die sogenannte Schleusenkammer, durch dessen Anfüllung mit Wasser ein in dasselbe eingelaufenes Boot von einer Haltung auf die nächst höhere gehoben, und durch dessen Entleerung ein solches Boot von einer Haltung auf die nächst tiefere niedergelassen werden kann. Bei dem Füllen der Schleuse ist dieselbe von der unteren, und beim Leeren derselben von der oberen Haltung abzusperren, und deshalb ist die Schleuse durch Thore, die sogenannten Schleusenthore, mit beiden Haltungen verbunden. Zum Ein- und Auslassen des Wassers aus der Kammer erhalten entweder die Thore derselben Ausflußmündungen, welche sich mittelst Schützen beliebig eröffnen und verschließen lassen, oder es sind überwölbte, auch wohl gußeiserne Canäle (Dohlen), sogenannte Umläufe, angebracht, welche sich in den Mauern der Schleuse um die Thore herumziehen und die Schleusenkammer mit den Haltungen in Verbindung setzen, übrigens aber ebenfalls durch Schützen eröffnet und verschlossen werden können.

Eine einfache Kammerschleuse des Birmingham-Liverpooler Canals ist durch die Figuren 431 und 432 (a. f. S.) in einem verticalen Längendurchschnitte und dem Grundrisse abgebildet. Es ist A die Schleusenkammer von 75 engl. Fuß Länge, 8 Fuß Weite und $12^1/_2$ Fuß Tiefe, ferner B das um die Axe CD drehbare Oberthor und E das um die Axe FG bewegliche Unterthor. Ferner sieht man in H die Einmündung und in K die Ausmündung eines der beiden oberen Umläufe, sowie in L die Ausmündung eines unteren Umlaufes, wogegen die Umläufe selbst nur im Grundrisse durch punktirte Linien angegeben sind. Endlich bemerkt man noch in M und N die Kurbeln mit Zahnrädern, welche in die gezahnten Schützenstangen

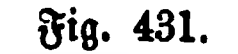


Fig. 431.

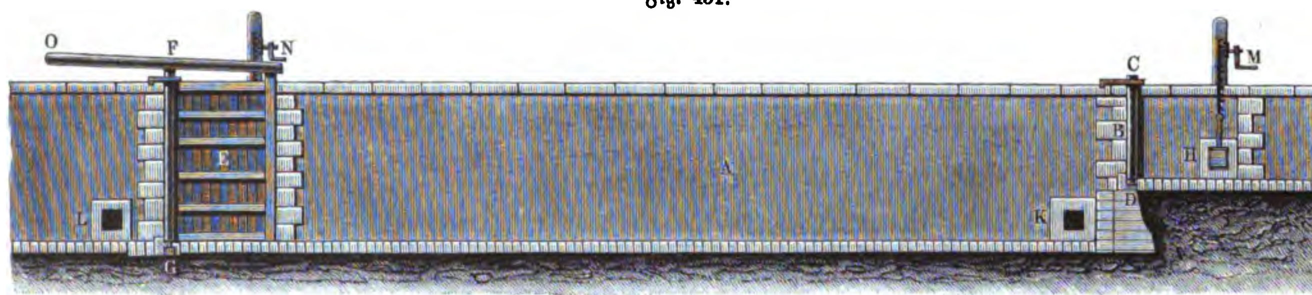
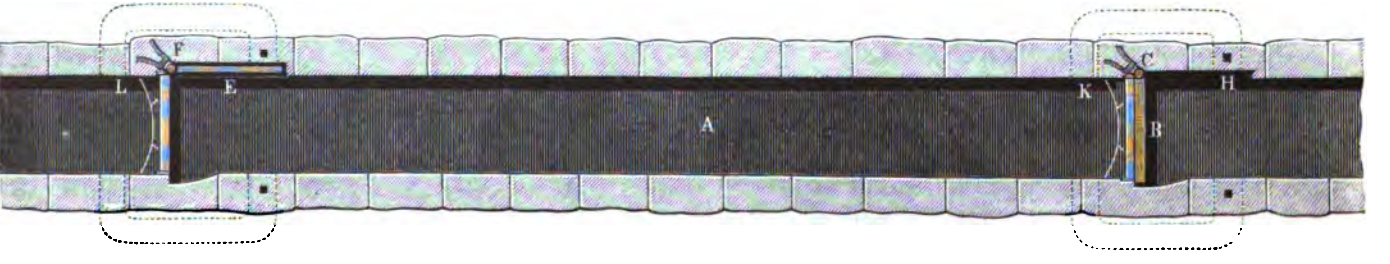


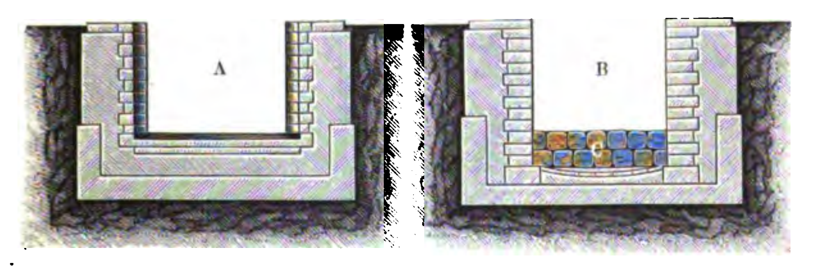
Fig. 432.



der Umläufe eingreifen und zur Eröffnung und Verschließung der letzteren dienen. Bei der abgebildeten engen Schleuse sind die Thore einfach; wenn indessen die Schleusenweite größer ist, so wendet man doppelte oder sogenannte Stemmthore an, die sich während des Verschlusses in der Mittellinie der Schleuse gegen einander stemmen. In Fig. 433 ist der Grundriß des oberen Theiles einer Schleuse mit Stemmthoren abgebildet. Es ist *A* das sogenannte Oberhaupt, *B* die Kammer der Schleuse, ferner *C* der Abfall zwischen dem Oberhaupte und der Kammer, *D* das eine und *E* das andere Thor, das eine als geschlossen und das andere als geöffnet dargestellt. Diese Thore drehen sich mit ihren Wendesäulen *F* und *G* um verticale Axen und stoßen während des Verschlusses mit ihren Schlagsäulen *H* und *K* gegen einander. In Amerika hat man auch Schleusenthore, welche sich um eine horizontale Axe drehen. In Fig. 434 ist noch ein Querschnitt des Oberhauptes *A* und in Fig. 435 ein Querschnitt der Kammer *B* vorgestellt; die letztere zeigt auch bei *C* den Abfall, welcher bald mehr bald weniger steil gelegt wird. Die

Fig. 433.

Fig. 434. Fig. 435.



Schleusenthore legen sich unten gegen die sogenannten Drempel und an den Seiten gegen die Wendenischen; während die Drempel 0,15 bis 0,25 m über dem Boden des Oberhauptes vorstehen, sind die Wendenischen, entsprechend der Dicke der Thore, 0,3 bis 0,4 m tief. Die Drempel sind entweder aus Steinquadern oder aus zwei Schwellen, den sogenannten

Schlagschwellen, gebildet; letztere bilden mit dem Mittelbalken ein gleichschenkeliges Dreieck, welches durch den Binder, dessen Länge circa ein Sechstel von der Weite des Canales oder der Länge des Mittelbalkens ist, in zwei gleiche Theile getheilt wird.

Der Fall oder die Höhe des Abfalles einer Schleuse beträgt meist zwischen 2 und 3 m, in seltenen Fällen steigt er zu 5 m und darüber. Sind die Gefälle größer, so wendet man lieber zwei oder mehrere gekuppelte Schleusen an, bei welchen das Unterthor der oberen zugleich Oberthor der unteren Schleusenkammer ist.

Amerikanische Kammerschleusen haben oft gar keinen Abfall, sondern statt dessen eine sogenannte Fallmauer vor dem Oberthore.

Das Gerippe der Schleusenthore wird aus zwei verticalen Säulen und einer gewissen Anzahl von Querriegeln gebildet. In Fig. 436 ist ein Oberthor und in Fig. 437 ein Unterthor abgebildet. In beiden Abbildungen ist A die Wendesäule und B die Anschlagsäule; ferner sieht man in C den Hals der Wendesäule, welche die Drehaxe des Thores bildet, sowie in D das obere und in E das untere Rahmstück, oder den sogenannten Schwellrahmen. FG ist der Drehbaum, welcher theils als Hebel zum Oeffnen und Verschließen der Thore, theils auch als Gegengewicht dient, um das sogenannte Sacken der Thore zu verhindern. Diesem Sacken oder Aufliegen der Thore auf dem Boden der Thorkammern wirkt man vorzüglich auch durch eine Strebe H entgegen, welche von der Anschlagsäule diagonal herab nach der Wendesäule läuft; auch bringt man zu diesem

Fig. 436.

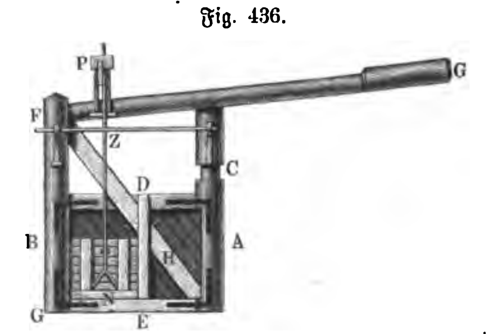
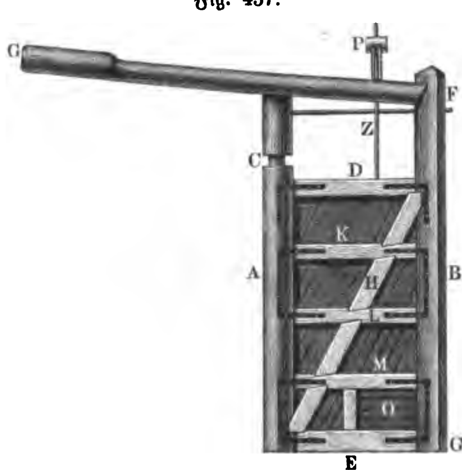


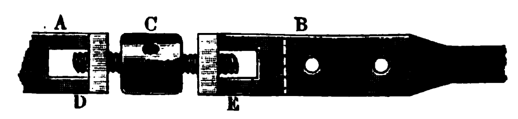
Fig. 437.



Zwecke wohl noch schmiedeeiserne Zugbänder an, welche die entgegengesetzte Richtung von der Anschlagsäule *G* aus nach der Wendesäule bei *C* haben. Auch läßt man die Thore bei sehr großer Breite derselben mittelst gußeiserner Laufräder auf einer Schienenbahn laufen, welche auf der Sohle der Thorkammer liegt. Noch sieht man in der Abbildung, Fig. 437, die Querriegel *K, L, M,* sowie in beiden Abbildungen die eisernen Beschläge und die Bekleidung der Thore mittelst diagonal laufender Holzdielen. Statt derselben wendet man auch mit Vortheil Eisenblech an. Zum Verschluß der Oeffnung *O* dient das Schütz *N,* dessen Zugstange durch *Z* dargestellt ist, während *P* das Gestell für den Mechanismus zum Ziehen dieser Stange bedeutet.

Um dem Sacken der Schleusenthore durch die Zugbänder so viel wie möglich entgegen zu wirken, läßt man dieselben aus zwei Theilen *A* und *B,* Fig. 438, bestehen, und verbindet dieselben durch eine Differentialschraube *DCE.* Wird der Kopf *C* dieser Schraube ein Mal umgedreht, so zieht

Fig. 438.

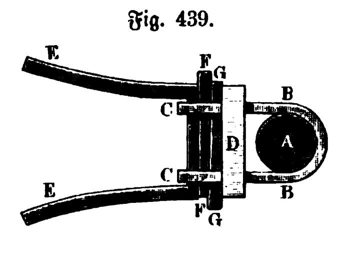


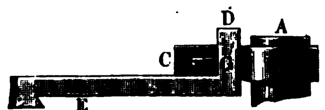
sich das Band um die Differenz der Ganghöhen der Gewinde *D* und *E* zusammen.

Große Thore für Seeschleusen hat man auch durch Bekleidung auf beiden Seiten als hohle wasserdichte Räume dargestellt, welche man durch Auspumpen des Wassers vermöge des Auftriebes entlasten und am Durchsacken wirksam verhindern kann.

Die Wendesäule der Schleusenthore stützt sich unten mittelst eines eisernen Zapfens auf ein eisernes Lager, genau wie die stehende Welle eines Göpels, und wird oben durch ein Halsband, welches um den runden Hals derselben herumläuft, in senkrechter Richtung erhalten. Dieses Halsband ist durch starke Anker mit dem Mauerwerke zu verbinden, und muß zum Lösen oder Abnehmen eingerichtet sein, um das Thor, wenn es nöthig ist, ausheben zu können. In Fig. 439 ist *A* der Hals eines Schleusenthores, *CBBC* das um denselben herumgelegte Halsband, welches durch eine Nase *D* des An-

Fig. 439.

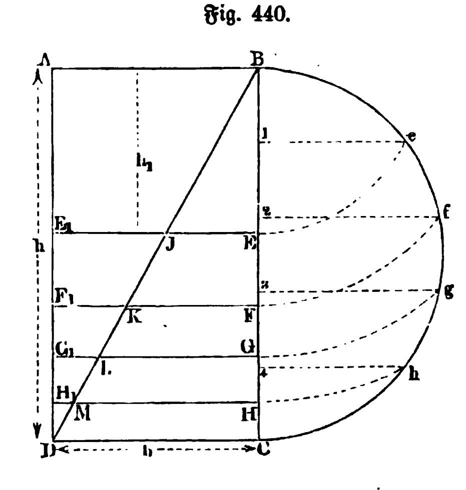




kers EDE hindurchgesteckt ist, und durch die Schlußkeile F und G fest mit derselben verbunden wird.

Da der Druck des Wassers auf ein Schleusenthor AC, Fig. 440, von oben nach unten hin zunimmt, so pflegt man die Querriegel nach unten hin enger zusammenzulegen. Ist $AD = h$ die Niveaudifferenz zwischen dem Oberwasserspiegel AB und dem Unterwasser DC, und $DC = b$ die Breite eines Thorflügels, so ergiebt sich nach Thl. I, Abschnitt VI die Größe des Wasserdruckes auf die Fläche AC durch $Q = \frac{1}{2} h^2 b \gamma$, wenn γ das specifische Gewicht des Wassers bedeutet. Ebenso ist der Wasserdruck auf das rechteckige Feld AE, dessen Höhe $BE = h_1$ sein möge, durch $Q_1 = \frac{1}{2} h_1^2 b \gamma$ ausgedrückt. Daher hat man:

Fig. 440.



$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{h_1^2}{h^2} = \frac{\Delta BJE}{\Delta BDC},$$

wenn J den Durchschnitt der Diagonale BD mit EE_1 bedeutet.

Kommt es daher darauf an, das Thor behufs Anwendung gleichmäßig starker Riegel in einzelne über einander liegende Felder von gleichem Wasserdrucke zu theilen, so hat man nur die Fläche des Druckes BDC durch horizontale Linien in gleiche Theile zu zerlegen. Dies ist graphisch leicht zu bewirken, wenn man die Höhe $BC = h$ in die verlangte Anzahl (n) gleicher Theile zerlegt. Dann findet man in den von B gezogenen Sehnen Be, Bf, Bg 2c. des über BC gezeichneten Halbkreises, deren Projectionen $B1$, $B2$, $B3$ u. s. w. sind, die gesuchten Abstände $BE, BF, BG \ldots$ für die verlangte Theilung in Felder, wie sich leicht ergiebt. Man hat nämlich nach der Construction

$$BE^2 = Be^2 = B1 . BC,$$

$$BF^2 = Bf^2 = B2 . BC \text{ u. s. w.},$$

daher hat man auch

$$\frac{\Delta BJE}{\Delta BDC} = \frac{BE^2}{BC^2} = \frac{B1}{BC},$$

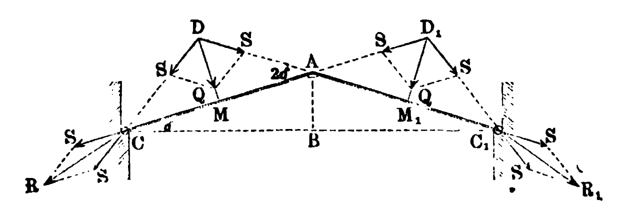
sowie

$$\frac{\varDelta BKF}{\varDelta BDC} = \frac{BF^2}{BC^2} = \frac{B2}{BC}.$$

Wenn daher $B1 = 12 = 23 = \ldots \frac{1}{n} BC$ ist, so folgt leicht die Gleichheit der Theile $BJE, JKFE, KLGF \ldots$, in welche das Dreieck BDC durch die Horizontalen getheilt ist. Folglich ist der Wasserdruck auf jeden der Streifen, in welche die Thorfläche $ABCD$ zerlegt ist, zu $\frac{Q}{n} = \frac{h^2 b}{2n} \gamma$ gefunden. Riegel, welche in diesen Theilungslinien angeordnet werden, sind daher nahezu gleichem Wasserdrucke ausgesetzt. Vollkommene Gleichheit würde stattfinden, wenn man die Mittellinien der Riegel durch die Mittelpunkte des auf die einzelnen Streifen $BE, EF, FG \ldots$ kommenden Wasserdruckes legen würde, welche Mittelpunkte nach Thl. I, Abschnitt VI zu bestimmen sind. Wenn das Thor unterhalb CD noch auf beiden Seiten vom Wasser gedrückt wird, so ist daselbst der Ueberdruck für jede Flächeneinheit constant gleich $h\gamma$, daher hier die Riegel in gleichen Entfernungen anzuordnen sind.

Durch den Wasserdruck Q werden die Riegel wie gleichmäßig belastete, in der Anschlagsäule und in der Wendesäule unterstützte Balken auf relative Festigkeit beansprucht. Gleichzeitig erleiden sie aber eine rückwirkende Spannung in Folge der Stemmwirkung, welche wie folgt zu beurtheilen ist. Der in der Mittellinie M eines Thores, Fig. 441, senkrecht auf die Ebene des

Fig. 441.



letzteren wirkende Wasserdruck Q zerlegt sich in zwei gleich große, durch die beiden Wendesäulen CC_1 gehende Seitenkräfte S, S, welche die Riegel auf ihre rückwirkende Festigkeit beanspruchen. Die beiden auf jede Wendesäule wirkenden Seitenkräfte S setzen sich dann zu einer Mittelkraft R zusammen, durch welche die Wendesäule fest in ihre Nische gedrückt wird. Bezeichnet δ den Winkel ACB, um welchen jedes Stemmthor von dem Querschnitte CC_1 des Canales abweicht, so hat man, da $CAD = 2\delta$ ist:

$$\overline{DS} = S = \frac{Q}{2 \sin 2\delta},$$

und daher:

$$\overline{CR} = R = 2\,S\cos\delta = \frac{Q\cos\delta}{2\sin\delta\cos\delta} = \frac{Q}{2\sin\delta}\,.$$

Damit diese Kraft von der Thornische und nicht etwa von den Axenlagern der Wendesäule aufgenommen werde, ist dafür zu sorgen, daß die letztere beim Schlusse der Thore von der ersteren auf der Seite von CR scharf umschlossen werde, und damit sich das Thor während seiner Eröffnung oder seiner Verschließung nicht an der Thornische reibe, giebt man der Drehaxe der Wendesäule eine kleine Excentricität, so daß sich bei dem Oeffnen des Thores zwischen der Wendesäule und der Nische derselben ein Zwischenraum von 10 bis 20 mm Breite bildet.

Der Widerstand, welcher beim Drehen der Thore zu überwinden ist, besteht theils in der Reibung derselben am Zapfen und am Halse, theils in dem Widerstande des Wassers, welches sich vermöge seiner Trägheit, wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit nicht ganz klein ist, immer auf der einen Seite etwas höher stellen wird als auf der anderen. Das gewöhnlichste Hülfsmittel zum Umdrehen der Thore ist der Drehbaum, oder auch eine Zugstange, welche mit einem Ende an die Schlagsäule befestigt und mit dem anderen Ende von den Schleusenmauern aus angezogen und zurückgeschoben wird. Zur Bewegung dieser Stange dient auch sehr häufig eine Winde, welche man mittelst eines Taues oder einer Kette auf die Zugstange wirken läßt; auch wendet man wohl statt der Zugstange zwei Ketten, und für jede eine besondere Winde an, so daß durch die eine, welche vor dem Thore steht, dieses geöffnet, und durch die andere, welche auf der entgegengesetzten Seite hinter dem Thore steht, dasselbe verschlossen werden kann.

§. 94. Die **Schützen**, womit man die Mündungen in den Thoren oder die Umläufe versieht, lassen sich meist zwischen Falzen, und zwar jedesmal an der dem Oberwasser zugekehrten Seite vertical auf- und niederbewegen. Zuweilen versieht man dieselben auch mit Gegengewichten, welche aber ebenfalls eine Führung durch Falze erhalten müssen. Um die Schütze nicht von der Fußbrücke am Thore, sondern von der Seitenmauer aus bewegen zu können, legt man wohl auch die Schützen schief, oder versieht dieselben mit einer Drehungsaxe, so daß sie sich bogenförmig bewegen lassen.

Klappen lassen sich, zumal wenn dieselben doppelt sind, leichter bewegen als Schieber oder Schützen; nur geben dieselben meist nicht so guten Verschluß als die letzteren. Eine Doppelklappe für Schleusenthore ist in Fig. 442 abgebildet. Dieselbe besteht aus einer gußeisernen Platte AB mit ringsherum vorstehenden Rändern mit einer schmiedeeisernen Axe C, und ist von einem gußeisernen Rahmen DE umschlossen. Bei Umläufen sind die

Schützen oder, nach Befinden, Ventile nahe an den Einmündungen derselben anzubringen.

Das gewöhnlichste und einfachste Hülfsmittel zur Bewegung der Schützen, Klappen und Ventile besteht in einem Hebel. Man bewegt durch denselben die Schütze u. s. w. entweder in einem Zuge, oder in Absätzen. Im ersteren Falle ist die Zugkraft nur eine sehr mäßige; es kommt daher derselbe nur bei kleinen Schleusen vor. Im zweiten hat man es dagegen mit den sogenannten Hebeladen (s. §. 2) zu thun. Eine Vorrichtung dieser Art zeigt Fig. 443. Es ist hier AB die gezahnte Schützenstange, und CD die um C drehbare Hebelade, auf welcher eine Klinke K sitzt, die zwischen die Zähne der Schützenstange eingreift. Bei dem Niederdrücken des Hebels D wird die Schütze mittelst K emporgehoben, und beim Aufziehen desselben wird die letztere durch eine Sperrklinke L vor dem Zurückfallen gesichert. Um die Eröffnung bei einem Zuge möglichst groß zu machen, versieht man wohl das Schleusenthor mit mehreren Schutzmündungen über einander, die man dann auch durch unter einander hängende Schützen eröffnet und verschließt. Sehr gewöhnlich dient zur Bewegung der Schützen die Kurbel, indem man dieselbe mit einem Zahnrade versieht, das man in die gezahnte Schützenstange eingreifen läßt, wobei zur Verstärkung des Zuges meist ein Vorgelege Anwendung findet (s. §. 3). Sehr oft bedient man sich endlich auch des Schraubenmechanismus zur Bewegung der Schützen, indem man das Ende der Schützenstange in eine Schraubenspindel auslaufen läßt und dieselbe mit einer Mutter umgiebt, deren Umfang mit Zähnen ausgerüstet ist, zwischen welche ein auf der Welle einer Kurbel festsitzendes Treibrad eingreift (s. §. 5).

Fig. 442.

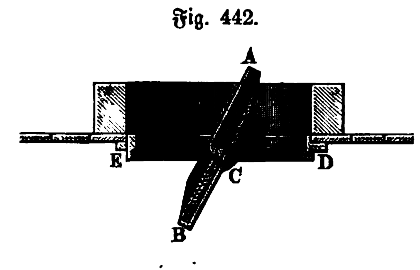
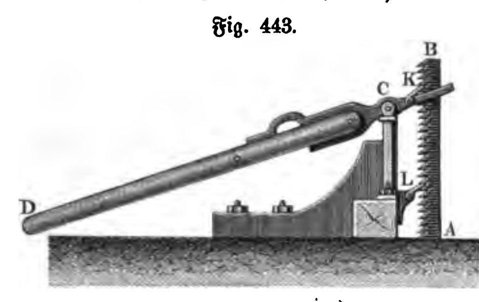


Fig. 443.



Ist a die Höhe und b die Breite einer rectangulären Schütze, ferner h die Tiefe ihres Schwerpunktes unter dem Wasserspiegel, oder, im Fall daß diese Schütze auf beiden Seiten unter Wasser steht, der Niveauabstand zwischen beiden Wasserspiegeln, und γ die Dichtigkeit des Wassers, so

hat man die Kraft, mit welcher die Schütze gegen ihre Führung gedrückt wird:

$$R = a\,b\,h\,\gamma \text{ (s. Thl I, Abschnitt VI),}$$

und daher die entsprechende Reibung, wenn $\varphi = {}^1/_4$ bis ${}^1/_3$, den Coefficienten der Reibung zwischen der Schütze und Führung bezeichnet:

$$F = \varphi R = \varphi\,a\,b\,h\,\gamma.$$

Soll diese Schütze senkrecht aufgezogen werden, so ist die hierzu nöthige Kraft:

$$P = F + G - V\gamma = \varphi\,a\,b\,h\,\gamma + G - V\gamma,$$

wenn G das Gewicht und V das Volumen der Schütze, also $V\gamma$ das von ihr verdrängte Wassergewicht bezeichnet.

Man ersieht hieraus, daß man durch Vergrößerung des Volumens V, indem man z. B. auf die Rückwand der Schütze einen Windkessel aufschraubt, die Zugkraft beliebig herabziehen kann. Für

$$V = \varphi\,a\,b\,h + \frac{G}{\gamma} \text{ wäre z. B. } P = 0.$$

Beim Niederlassen der Schütze ist h ganz oder fast Null, folglich die erforderliche Gegenkraft:

$$P_1 = V\gamma - G.$$

Soll $P = P_1$ sein, so muß

$$V = {}^1/_2\,\varphi\,a\,b\,h + \frac{G}{\gamma}$$

sein.

Fordert man dagegen $P_1 =$ Null, so hat man:

$$V = \frac{G}{\gamma} \text{ und}$$

$$P = F = \varphi\,a\,b\,h\,\gamma,$$

und es wirkt also dann der Auftrieb $V\gamma$ wie ein gewöhnliches Gegengewicht zur Ausgleichung von G.

Die Kraft zum Eröffnen eines einfachen Ventiles oder einer einfachen Klappe ist, wenn F den Inhalt derselben bezeichnet:

$$P = F\,h\,\gamma,$$

und der Angriffspunkt derselben ist der sogenannte Mittelpunkt des Wasserdruckes (s. Thl. I). Ist das Ventil oder die Klappe eröffnet, so nimmt die Kraft schnell ab, weil dann das durchfließende Wasser noch einen Gegendruck auf das Ventil ausübt, der natürlich um so größer ausfällt, je lang-

samer das Wasser durch die Eröffnung des Ventiles fließt, je größer also der Querschnitt derselben ist.

Wasserbedarf beim Durchschleusen. Auf die Menge des für einen Canal erforderlichen Speisewassers ist der zum Durchschleusen der Schiffe nöthige Bedarf sowie auch der aus dem unvollkommenen Schlusse der Schleusenthore herrührende Wasserverlust von Bedeutung. Der letztgedachte Verlust ist im Allgemeinen unbestimmt; nach Angaben von Minard beträgt derselbe bei guter Unterhaltung der Thore nicht mehr als $^1/_8$ Cubikfuß (4 Liter) pro Secunde. Der Verbrauch des Wassers beim Durchschleusen hängt vorzüglich von dem Wasservolumen $V = Fs$ einer Schleusenkammer, dessen Basis der Querschnitt F der Kammer und dessen Höhe s der Verticalabstand zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel (Schleusengefälle) ist, und nächstdem auch von dem verdrängten Wasserquantum W eines Schiffes ab. Ist G das Gewicht des Schiffes und γ die Dichtigkeit des Wassers, so hat man bekanntlich $W = \frac{G}{\gamma}\cdot$ Es werde nun im Folgenden der Wasserbedarf des Durchschleusens in verschiedenen Fällen, und zwar zunächst für eine einfache Kammerschleuse bestimmt. §. 95.

1) Ein Schiff kommt von unten und findet die Schleuse geleert. Nachdem dasselbe in die Kammer eingelaufen und das Unterthor geschlossen ist, läßt man das Wasserquantum $V = Fs$, die sogenannte Füllmasse, aus dem Oberwasser zu, um es bis in das Niveau des Oberwassers zu heben; zuletzt öffnet man noch das Oberthor, und zieht das Schiff aus der Kammer, wobei es noch das Wasserquantum W aus dem Oberwasser in die Kammer drängt. Es ist folglich bei diesem Durchschleusen dem Oberwasser das Quantum $V + W$ entnommen und also auch ebenso viel Wasser zum Durchschleusen verbraucht worden.

2) Ein Schiff kommt von oben und findet die Schleusenkammer leer. Das nöthige Anfüllen der letzteren erfordert das Wasserquantum V; beim Einlaufen des Schiffes in die Kammer wird hiervon wieder das Quantum W aus der Kammer in das Oberwasser zurückgedrängt, und nun das Oberthor geschlossen. Es ist folglich hierbei die Wassermenge $V - W$ aus dem Oberwasser entnommen und also auch verbraucht worden.

3) Die beiden Schiffe in den soeben betrachteten Fällen erfordern also zusammen das Wasserquantum $V + W + V - W = 2V$, und so groß ist natürlich auch der Wasserbedarf eines Schiffes allein, welches in einer Schleuse gehoben und in der anderen niedergelassen wird.

Sind die beiden Schiffe unter (1) und (2) nicht gleich beladen, und verdrängt vielleicht das aufsteigende das Wasservolumen W, und das niedersinkende W_1, so hat man dagegen den Wasserbedarf für beide:

$$V + W + V - W_1 = 2V + W - W_1,$$

und es ist dann $W - W_1$ das verdrängte Wasserquantum $\frac{G - G_1}{\gamma}$, welches der Differenz der Schiffsladungen entspricht.

4) Ein Schiff kommt von oben und findet die Schleusenkammer gefüllt. Hier geht nicht nur kein Wasser verloren, sondern es wird sogar das Wasserquantum W_1 gewonnen, welches das Schiff beim Einfahren in die Kammer in das Oberwasser zurückdrängt.

5) War nun das Wasserquantum für das vorher emporgehobene Schiff, wobei die Schleuse gefüllt wurde, $V + W$, so ist folglich für beide Schiffe zusammen der Wasserbedarf:

$$V + W - W_1,$$

daher für $W = W_1$:

$$V + W - W_1 = V.$$

Es ist also in dem Falle, wenn man die zum Heben eines Schiffes verbrauchte Füllmasse wieder zum Niederlassen eines anderen Schiffes benutzt, welches mit dem ersteren gleich belastet ist, der Wasserbedarf nur halb so groß, als wenn man für das niedergehende Schiff die Schleuse von Neuem füllen muß.

6) In vielen Fällen, namentlich beim Transport von Bergproducten, erfolgt die Förderung bloß bergab, so daß aufwärts nur leere Schiffe gehen. Dann ist $W_1 > W$, und daher die Füllmasse für zwei in ihrem Lauf sich kreuzende Schiffe:

$$V - (W_1 - W) = V - \frac{G_1 - G}{\gamma} = V - \frac{Q}{\gamma},$$

wenn Q das Gewicht der Fördermasse oder der Schiffsladung bezeichnet. Ist F_1 der mittlere Querschnitt des Schiffes und s_1 die Senkung desselben in Folge der Ladung Q, so hat man auch:

$$V - \frac{Q}{\gamma} = Fs - F_1 s_1,$$

und daher den Wasserbedarf für zwei an einer Schleuse sich kreuzende Schiffe = Null für

$$Fs = F_1 s_1.$$

Nun ist aber F mindestens $1,2\,F_1$, folglich könnte hiernach s nur $= \frac{5}{6}\,s_1$ sein. Für $s_1 = 1$ m wäre hiernach $s = 0,833$ m. Die Anwendung eines so kleinen Schleusengefälles möchte, da hierdurch wieder die einer großen Anzahl von Schleusen bedingt wird, kaum praktisch vortheilhaft sein.

7) Passirt ein Schiff die Scheitelstrecke, so ist der Wasserbedarf zum Durchschleusen durch die beiden benachbarten Schleusenkammern derselbe, wie zum Durchschleusen zweier ebenso großen Schiffe durch eine Kammer, wovon das eine gehoben und das andere niedergelassen wird, und zwar entweder $2\,V$ oder V, je nachdem die zweite Schleuse, in welcher das Schiff seinen Niedergang beginnt, leer oder gefüllt ist. Das Erstere findet statt, wenn dem Schiffe ein anderes vorausgegangen, und das Zweite, wenn es einem andern Schiffe begegnet ist.

8) Bei gekuppelten Schleusen ist der Wasserbedarf größer als bei einfachen Schleusen mit zwischenliegenden längeren Haltungen.

Kommt ein Schiff von unten an eine aus zwei Kammern bestehende Schleuse, und findet es beide Kammern geleert, so kann man die untere Kammer nicht aus der oberen füllen, sondern man muß auch das nöthige Wasser aus der nächst höheren Haltung nehmen, und dieses erst in die obere und von da in die untere Kammer schlagen. Das Füllen der zweiten Kammer erfolgt natürlich ebenfalls aus der nächst höheren Haltung. Es sind also zum Heben des Schiffes in den gekuppelten Schleusen gleichsam drei Füllungen, und hiervon deren zwei aus dem Oberwasser nöthig, während zwei einfache Schleusen mit einer zwischenliegenden Haltung nur zwei Füllungen, und zwar nur eine aus dem Oberwasser erfordern würden. Bei drei gekuppelten Schleusen ist dieser Wasserbedarf noch größer; hier würden aus dem Oberwasser drei Füllungen und im Ganzen sechs Füllungen nöthig sein, während bei getrennten Kammern aus dem Oberwasser nur eine Füllung und im Ganzen nur drei Füllungen zu entnehmen wären. Bei vier gekuppelten Schleusen ist natürlich das Verhältniß noch viel ungünstiger.

9) Ein anderer Uebelstand stellt sich bei den gekuppelten Schleusen noch heraus, wenn beim Herabgehen eines Schiffes die Kammern derselben gefüllt sind. Da in diesem Falle die unteren Kammern nicht das Wasser der oberen Kammern fassen können, so ist es nöthig, daß erstere zuvor in die nächst tiefere Haltung entleert und nach Befinden die Schützen der letzteren gezogen werden müssen, bevor zum Niederlassen des Schiffes geschritten werden kann.

Diese Nachtheile der gekuppelten Schleusen kommen in einem schwächeren Grade auch bei einfachen Schleusen vor, wenn dieselben keine langen und breiten Zwischenstrecken haben.

Anmerkung. Der Zeitaufwand, welcher das Füllen und Ausleeren der Schleusen erfordert, ist in Thl. I bestimmt.

Um das beim Niederlassen des Schiffes in einer Schleuse verbrauchte Wasser in einer Weise aufzufangen, daß es beim Aufziehen eines anderen

Schiffes oder bei einer folgenden Füllung der Schleuse wieder gebraucht werden kann, hat man auch sogenannte **Seitenbassins** vorgeschlagen und in vereinzelten Fällen zur Anwendung gebracht. Wenn man zunächst einen Theil der Füllmasse in ein besonderes Bassin abschlägt, und dann, nach gehörigem Abschluß desselben, die übrige Füllmasse in das Unterwasser fließen läßt, so kann man umgekehrt zu der nächsten Füllung der Schleuse zunächst das im Seitenbassin aufgefangene Wasser verwenden, und dann das fehlende aus dem Oberwasser entnehmen. Eine Schleuse AB mit drei solchen Seitenbassins (C, D, E) führt Fig. 444 vor Augen. Man denke sich den ganzen Schleusenraum über der Oberfläche des Unterwassers W durch Horizontalschnitte in fünf gleiche Theile getheilt, und nehme an, daß jedes Seitenbassin mit der Schleuse einerlei Basis habe. Das Entleeren dieser Schleuse geht auf folgende Weise vor sich. Zuerst läßt man eine Wasserschicht (1) durch die Röhre c in das Bassin C ab, dann verschließt man c und eröffnet die Röhre d, welche eine zweite Wasserschicht (2) in das Bassin D leitet; hierauf verschließt man d und hält dafür die Röhre e so lange

Fig. 444.

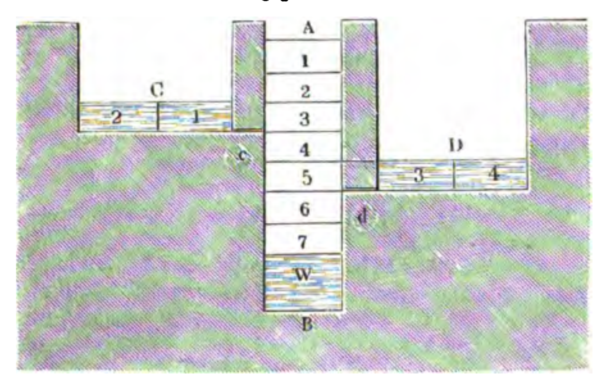
offen, bis eine dritte Wasserschicht (3) in das Bassin E geflossen ist. Endlich schließt man auch e, und läßt die Wasserschichten (4) und (5) in das Unterwasser W ab. Soll umgekehrt die Schleuse gefüllt werden, so füllt man erst den Raum (5) aus E, dann den Raum (4) aus D, hierauf den Raum (3) aus C, und läßt endlich aus dem Oberwasser noch so viel Wasser zu, als nöthig ist, um den Raum (2) + (1) auszufüllen.

Bei Anwendung dieser drei Seitenbassins ist also die Wasserersparniß $^3/_5$ der ganzen Füllmasse V. Hätte man nur zwei Seitenbassins, so würde diese Ersparniß bloß $^2/_4\,V$ sein, und bei Anwendung von nur einem Seitenbassin wäre sie gar nur $^1/_3\,V$. Ist allgemein n die Anzahl der Seitenbassins, so hat man, wie leicht ermessen werden kann, die Ersparniß:

$$E = \frac{n}{n+2}\,V.$$

Hiernach fällt also die Wasserersparniß um so größer aus, je größer die Anzahl der Seitenbassins ist. Noch etwas größer ist die Wasserersparniß, wenn man den Seitenbassins einen größeren Flächenraum giebt als der Schleuse. In Fig. 445 ist eine solche Schleuse AB mit zwei Seitenbassins C und D veranschaulicht, wovon jedes eine doppelt so große Basis hat als die Schleuse. Es ist hier die ganze Füllmasse in sieben gleiche Wasserschichten abgetheilt. Bei Eröffnung des Seitencanals c wird das Bassin C mit zwei Schichten (1) und (2) angefüllt; schließt man hierauf c und eröffnet d, so laufen zwei andere Wasserschichten (3) und (4) in das Bassin D; schließt man wieder d, so bleiben noch die Wasserschichten (5), (6), (7) übrig, welche in das Unterwasser abzulassen sind. Soll dagegen die Schleusenkammer gefüllt werden, so füllt man erst (7) und (6)

Fig. 445.



aus D, dann (5) und (4) aus C, und endlich (3), (2) und (1) aus dem Oberwasser. Es ist also hier die Wasserersparniß:

$$E = \frac{2.2}{7} = \frac{4}{7} \text{ der Füllmasse } V.$$

Ein Seitenbassin hätte dieselbe nur $E = {}^2/_5\, V$ gegeben, und drei Seitenbassins würden E auf ${}^6/_9\, V$ steigern. Ueberhaupt geben n Seitenbassins, jedes von einer doppelt so großen Basis als die Schleuse:

$$E = \frac{2n}{2n + 3}\, V.$$

Ist ganz allgemein m das Verhältniß des Querschnittes eines Seitenbassins zu dem der Schleuse, so hat man:

$$E = \frac{mn}{mn + m + 1}\, V = \frac{n}{n + 1 + \frac{1}{m}}\, V.$$

Der letzten Formel zufolge hat m nur einen unbedeutenden Einfluß auf E; es ist folglich der Vortheil nicht groß, wenn man den Seitenbassins größere Grundflächen giebt als der Schleusenkammer.

Schleusen mit derartigen Seitenbassins sind indessen nur selten in Anwendung gekommen, weil die wasserdichte Herstellung und Unterhaltung der Bassins und Schützvorrichtungen mit größeren Kosten und Schwierigkeiten verbunden ist, und

weil insbesondere der große Zeitaufwand beim Durchschleusen der Anwendung dieser Einrichtung bei lebhaftem Schiffsverkehre im Wege steht. Zuweilen hat man auch wohl zwei Schleusen neben einander erbaut, deren Kammern durch einen verschließbaren Canal mit einander in Verbindung gebracht sind, so daß jede Kammer als Seitenbassin für die andere fungirt. Durch diese Anordnung, bei welcher gleichzeitig beide Kammern zum Durchschleusen zweier sich begegnenden Schiffe in Thätigkeit sein können, wird das erforderliche Wasserquantum auf die Hälfte reducirt.

Bei einer anderen, von Girard*) vorgeschlagenen Einrichtung ist nur ein mit der Schleusenkammer fortwährend in Verbindung stehendes Seitenbassin vorgesehen, in welchem ein eiserner cylindrischer Schwimmer etwa nach Art einer Gasometerglocke beweglich ist. Dieser Schwimmer, dessen Grundfläche gleich derjenigen der Schleusenkammer ist, wird beim Senken eines Schiffes durch den Auftrieb des Wassers gehoben, so daß der Inhalt der Schleusenkammer in dem Seitenbassin unterhalb des Schwimmers Aufnahme findet. Bei dem darauf folgenden Sinken des Schwimmers wird dieses Wasserquantum wieder nach der Schleusenkammer zurückgedrängt und dient als neue Füllmasse. Die Hebung und Senkung des Schwimmers geschieht dadurch, daß dessen Inneres durch eine horizontale Zwischenwand in zwei Abtheilungen getheilt ist, welche durch abschließbare Röhren mit dem Oberwasser und Unterwasser in Verbindung gebracht werden können. Die sehr sinnreiche Einrichtung scheint jedoch nirgends zur Ausführung gekommen zu sein.

In den Niederlanden hat man solche Einrichtungen versucht, vermöge deren das aus dem Obergraben der Schleusenkammer zufließende Wasser zur Umdrehung eines in die Wasserzuführung eingeschalteten Wasserrades verwendet wird, welches letztere ein Schöpfwerk in Bewegung setzt, das einen entsprechenden Theil Wasser aus der unteren Canalstrecke in die obere zurückbefördert. Diese Einrichtungen, worüber ein Näheres in L. Baud, Cursus over de Waterbouwkunde 1838, II, und Storm Buysing, Handleiding tot de Kennis der Waterbouwkunde, 1854, II zu finden, haben indessen nicht zu dem gewünschten Ziele geführt.

§. 96. Schiffsaufzüge. In Fällen, wo das zum Betriebe von Kammerschleusen erforderliche Betriebswasser nicht in hinlänglicher Menge zur Verfügung steht, sowie auch zur Vermeidung einer sehr großen Anzahl von Schleusen bei hohen Gefällen, hat man die Hebung und Senkung der Schiffsgefäße zwischen den beiden in verschiedener Höhe liegenden Canalhaltungen auch durch verticale oder geneigte Aufzüge bewirkt. Von den verticalen Aufzügen sind zunächst diejenigen anzuführen, bei denen man die Schiffsgefäße direct mittelst Ketten erfaßt, welche über Windetrommeln geführt sind, so daß durch deren Drehung ein Heben oder Senken der Schiffe incl. ihrer Ladung bewirkt wird. Eine solche Einrichtung, welche natürlich nur für kleinere Schiffe oder Kähne anwendbar ist, bietet beispielsweise der Churprinz-Canal bei Freiberg dar, auf welchem die Erze vom Chur-

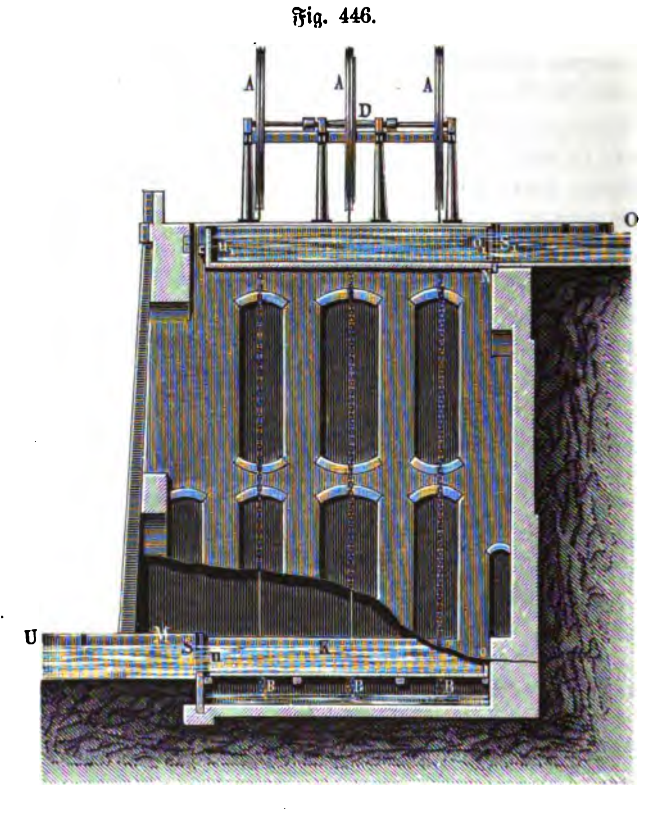
*) S. Rapport et Mémoire sur le nouveau système d'écluses à flotteur de M. D. Girard, par M. Poncelet, Paris 1845, und Hagen, Wasserbau, Bd. IV.

prinz-Erbstollen nach dem Hüttenwerke Halsbrücke geschifft werden. In dem sogenannten Hebehause werden die mit circa 50 Ctr. Erz beladenen Kähne aus dem Muldenflusse in die obere Canalstrecke 7,6 m hoch durch eine Maschine gehoben, welche der Hauptsache nach in einem durch eine Kurbel bewegten Windewerke mit zwei Flaschenzügen besteht, an die der Kahn mittels 20 Seilen gehängt ist. Wenn die Schiffsgefäße ein derartiges directes Anhängen an die Ketten wegen mangelnder Festigkeit nicht gestatten, so hat man sie wohl auf eine besondere Schale oder Plattform gestellt, was bei den flachen Böden dieser Canalschiffe angängig ist. Auch hat man zwei solcher Plattformen angewandt, welche durch oberhalb über feste Leitrollen geführte Ketten so mit einander in Verbindung stehen, daß die Schalen sich gegenseitig abbalanciren. Bei einer Drehung der Axe, auf welcher jene Rollen befindlich sind, geht daher die eine Schale mit dem darauf stehenden Schiffsgefäße nieder, während die andere das auf ihr stehende Schiff erhebt. Diese Aufzüge haben daher viele Aehnlichkeit mit den im zweiten Capitel angeführten verticalen Gichtaufzügen.

Eine besondere Art dieser senkrechten Schiffsaufzüge bilden diejenigen, bei welchen die gedachten Plattformen durch bewegliche Schleusenkammern ersetzt sind, in denen die zu befördernden Schiffe schwimmen. Jede solche Schleusenkammer bildet einen Kasten von rechteckigem Grundrisse und hinreichender Größe, um ein Schiff aufzunehmen, und solcher Tiefe, daß dasselbe in dem Füllwasser des Kastens schwimmt. Denkt man sich nun eine solche Einrichtung getroffen, vermöge deren jeder Kasten sowohl mit der oberen wie mit der unteren Canalhaltung in Verbindung gebracht werden kann, und stellt man sich vor, die Kästen würden, nachdem in jeden ein Schiff gefahren, von den Canälen durch Schützen abgeschlossen, so erkennt man, wie eine Umdrehung der oberen Kettenrollen ein Heben der einen und Senken der anderen Schleusenkammer zur Folge haben muß. Werden daher nach geschehener Hebung die Schleusenkammern mit den Canalhaltungen in Verbindung gebracht, so ist ein Herausfahren der Schiffe aus den Kammern in die Canalstrecken und eine Besetzung der Kammern durch entgegengesetzt gehende Kähne möglich, worauf das entgegengesetzte Spiel des Aufzuges erfolgen kann. Hierbei erhalten sich die beiden gleich großen Kammern genau im Gleichgewichte, wenn das Wasser in gleicher Höhe in ihnen steht, gleichgültig, ob ein beladenes oder leeres oder gar kein Schiff in ihnen befindlich ist, da das Gewicht des Schiffes in allen Fällen gleich dem verdrängten Wasserquantum ist. Bei der Bewegung sind daher nur die schädlichen Reibungswiderstände des Aufzuges zu überwinden, und es genügt dazu, jedesmal der oben befindlichen Schleusenkammer einen entsprechenden Ueberschuß an Wasser zuzuführen, dessen Gewicht zur Ueberwindung jener Reibungswiderstände genügt. Die Figuren 446 und 447 (a. f. S.) stellen

einen derartigen Aufzug dar, wie er von J. Green für den Great-Western-Canal in England ausgeführt ist, um die Schiffe von 26′ engl. (7,9 m)

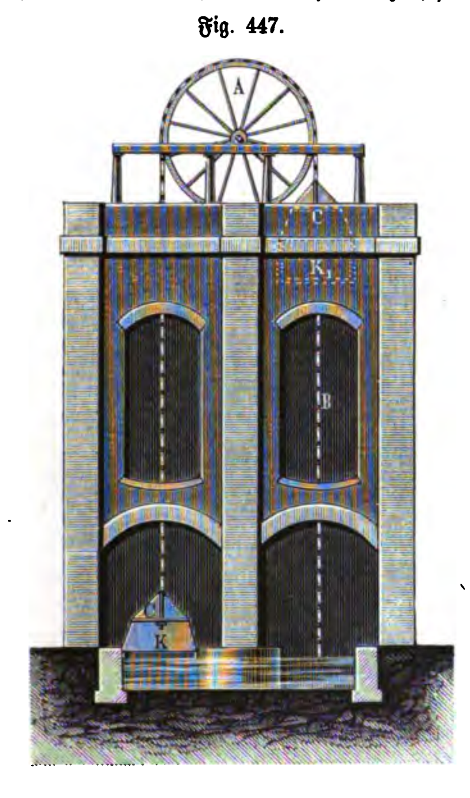
Fig. 446.



Länge, $6^1/_2$′ (1,98 m) Breite und 2′ 3″ (0,656 m) Tiefgang, deren Ladung 160 Ctr. beträgt, zwischen den beiden Canalhaltungen *O* und *U* zu bewegen, deren Niveaudifferenz 46′ (14 m) beträgt. Hiervon sind *K* und K_1 die beiden Schleusenkammern, welche durch drei über die Rollen *A* geführte Ketten mit einander verbunden sind, während die Ketten *B* als Gegengewichtsketten zur Ausgleichung angebracht sind (s. §. 27). Durch eine Bremse läßt sich die Drehung der Axe *D* der Kettenrollen gleichmäßig machen. Die aus Holz dicht hergestellten Kammern sind an den Stirnenden mit Schützen *o*, *u*, o_1 und u_1 versehen, durch welche die Kammern mit den Canalstrecken *O* und *U* in Verbindung gebracht werden können. Dies ist natürlich erst möglich, nachdem die Kammern zuvor durch einfache Druckvorrichtungen gegen die Stirnenden der Canäle *O* und *U* gedrückt wurden,

wobei diese Canäle selbstredend durch besondere Schützen S und S_1 abgeschlossen sind. Getheertes Flechtwerk zwischen den Kammern und Stirnmauern M und N bewirkt dabei so gut als möglich den dichten Abschluß. Um das erwähnte Uebergewicht der oberen Kammer zu erlangen, ist die Länge der Ketten mit Hülfe der Schrauben C so regulirt, daß in der tiefsten Stellung der unteren Kammer der Boden der oberen Kammer um 50 mm tiefer unter dem oberen Wasserspiegel steht, als der Boden der unteren Kammer unter dem unteren Wasserspiegel. Diese 50 mm hohe Wasserschicht, welche ein Gewicht von 1 Tonne hat, geht während des Hubes verloren, wenn vorausgesetzt wird, daß die beiden Schiffsgefäße gleiches Gewicht haben, also auch gleiche Wassermengen verdrängen. Außerdem geht

Fig. 447.



auch noch eine etwa gleiche Quantität Wasser wegen der undichten Anschlüsse der Kammern an die Canalhaltungen verloren. In Wirklichkeit ist die Sachlage indessen deswegen eine andere, weil in dem Canale beladene Schiffe abwärts und nur leere Schiffe heraufgehen. In Folge dessen verdrängt jedes aufgehende Schiff 8 Tonnen Wasser weniger als das herabgehende, so daß mit jeder aufsteigenden Kammer dem oberen Canale 8 Tonnen Wasser wieder zugeführt werden, derselbe also nach Abzug der Verluste von 2 Tonnen einen Zuwachs von 6 Tonnen Wasser erhält, welches abgeführt werden muß. Die Zeit einer Hebung einschließlich aller Nebenarbeiten des Anschlusses, der Schützenbewegung u. s. w. beträgt nach den gemachten Erfahrungen drei Minuten, welche Zeit sehr gering genannt werden muß im Vergleich zu derjenigen, welche bei Anwendung gewöhnlicher Kammerschleusen erforderlich wäre, deren bei dem Gefälle von 14 m mindestens vier anzu-

ordnen wären. Außerdem wäre bei der letztgedachten Anordnung ein beträchtliches Wasserquantum erförderlich, welches in dem vorliegenden Falle nicht vorhanden war.

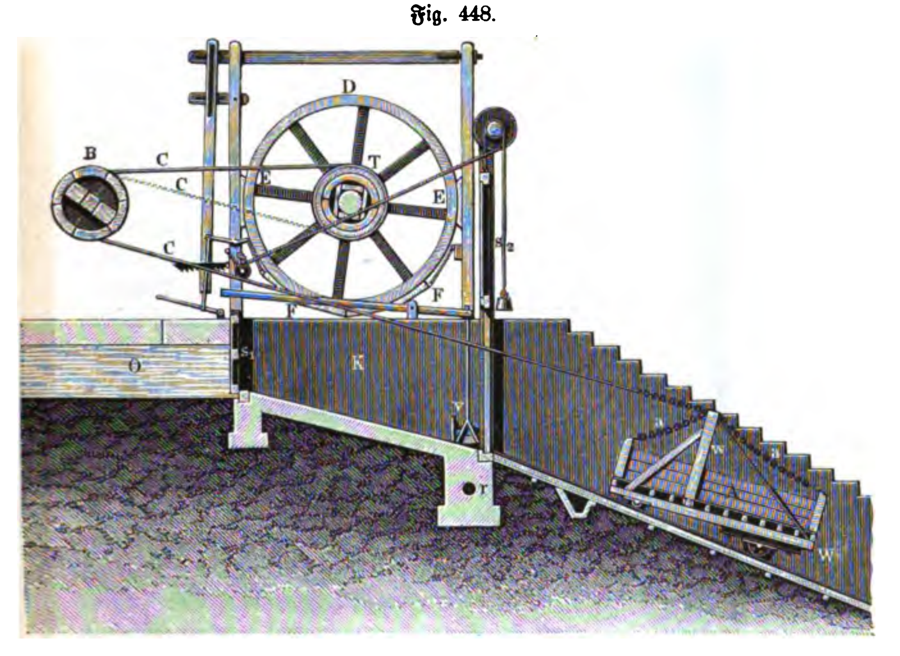
Anstatt der verticalen Schiffsaufzüge hat man auch vielfach, insbesondere bei größeren Niveaudifferenzen, geneigte Ebenen angewendet, welche sich besonders für größere Schiffsgefäße eignen, da man die letzteren hierbei auf Wagen mit einer größeren Anzahl Rädern stellt. Auch hier werden in der Regel zwei parallele Geleise neben einander angebracht, so daß auf dem einen ein Wagen aufgeht, während auf dem benachbarten Geleise ein Wagen niedersteigt. Die ganze Einrichtung erlangt daher eine gewisse Aehnlichkeit mit den geneigten Gichtaufzügen (s. §. 14) oder mit den Bremsbergen (s. §. 21) in dem Falle, daß die beladenen Schiffe nur abwärts und die leeren Schiffe aufwärts gehen.

Bei allen diesen Aufzügen erstrecken sich die geneigten Geleise unterhalb so weit in die untere Canalstrecke, daß die Wagen hinreichend tief unter Wasser zu stehen kommen, um die Schiffe direct darüber führen und darauf befestigen zu können. Die Ueberführung der oben angekommenen Wagen in die obere Canalhaltung erfordert jedoch eine besondere Einrichtung. Hiernach unterscheiden sich die geneigten Schiffsaufzüge in solche, welche diese Ueberführung der Schiffe in den oberen Canal durch eine besondere Schleusenkammer vermitteln, und in solche, bei welchen die geneigte Ebene sich bis zu einem über dem oberen Canale liegenden wasserfreien Scheitel erstreckt, von welchem aus sie nach dem oberen Canale abfällt, so daß auch hier ein directes Einfahren der Wagen in denselben geschehen kann.

Eine Einrichtung der ersten Art, wie sie in England zu Ketley schon im vorigen Jahrhundert zur Anwendung gekommen ist, zeigt Fig. 448. Dieselbe dient zur Ueberwindung eines Gefälles von 70′ engl. (21,4 m) auf einem Canale, auf welchem vornehmlich Eisenerze und Kohlen abwärts befördert werden. Das kastenförmige Schiffsgefäß A von 19′ (5,8 m) Länge, 6′ (1,83 m) Breite und 2′ (0,61 m) Tiefgang, dessen Ladung 100 Ctr. wiegt, ist auf einen Wagen W gestellt und durch die Ketten a mit den Stielen w des Wagens verbunden. Jedes der beiden neben einander liegenden Geleise, deren Neigung gegen den Horizont wie 1 : 2 ist, geht oberhalb in eine flacher geneigte Schleusenkammer K über, welche sich direct an die obere Canalhaltung O anschließt, und welche beiderseits mit den Schützen s_1 und s_2 versehen ist. In der Figur ist s_2 geöffnet und s_1 geschlossen, die Schleusenkammer daher leer und zur Aufnahme des aufsteigenden Wagens W mit dem leeren Schiffsgefäße bereit. Das Geleise setzt sich in die Schleusenkammer fort und die Räder des Wagens haben derartig ungleiche Höhe, daß die Plattform des Wagens in der Schleusenkammer horizontal steht. Wird nun nach Einführung des Wagens in die Kammer die letztere durch Nieder-

lassen der Schütze s_2 abgeschlossen und durch Heben von s_1 mit dem Canale O in Verbindung gebracht, so schwimmt das Schiffsgefäß A auf, und kann sogleich durch ein beladenes aus dem Obercanale herab kommendes ersetzt werden. Wird nunmehr s_1 geschlossen und die Schleusenkammer durch den

Fig. 448.



Schieber v entleert, so kann der Niedergang des Wagens W erfolgen, wobei derselbe vermittelst der um die Leitrolle B und die Trommel T gewundenen Seile C den auf dem anderen Geleise gehenden Wagen mit einem leeren Schiffe emporzieht. Die Bremsscheibe D, gegen welche sowohl die Backen E wie die Bremskette F gedrückt werden können, dient wie bei Bremsbergen zur Regulirung der Bewegung. Das zur Füllung der Schleusenkammer erforderliche Wasser wird hierbei nicht nach dem Untercanale entlassen, sondern durch die Zuleitungsröhren r einem Bassin zugeführt, aus welchem es durch eine kleine Dampfmaschine wieder in den Obercanal gepumpt werden kann.

Die bedeutendste Anwendung derartiger geneigter Ebenen findet sich bei dem Morris-Canale in den Vereinigten Staaten, welcher eine Steigung von 232 m und darauf einen Abfall von 279 m, im Ganzen also 511 m durch 25 gewöhnliche Schleusen und 23 geneigte Ebenen überwindet. Da hierbei auf dem östlichen Abhange ein Aufsteigen der beladenen Schiffe stattfindet, so muß die Bewegung der Seiltrommel daselbst durch eine äußere Kraft geschehen, welche durch Wasserräder geliefert wird, die ihr Aufschlagwasser aus dem Obercanale erhalten.

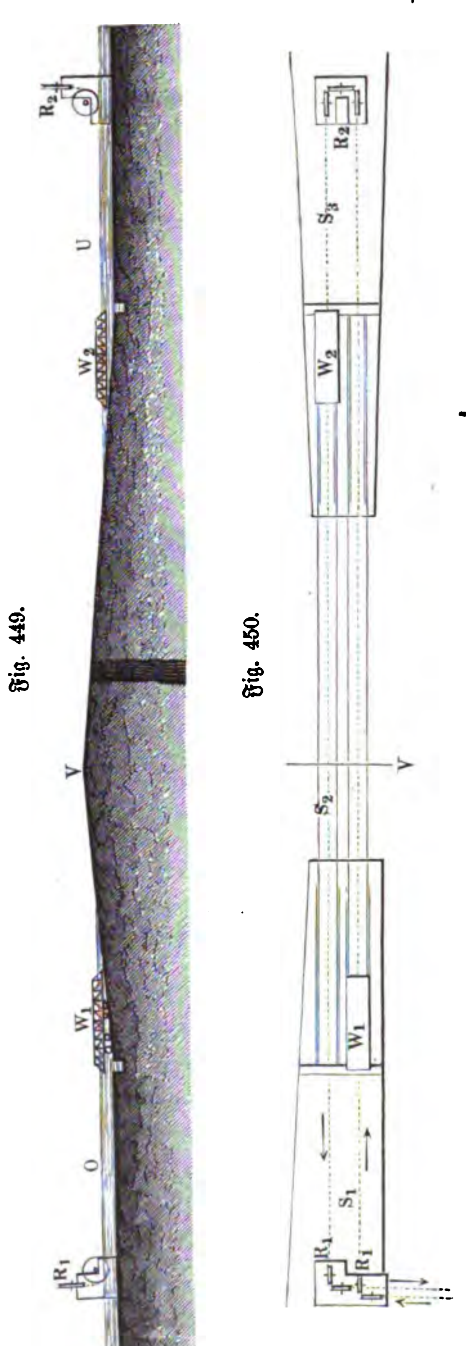


Fig. 449.

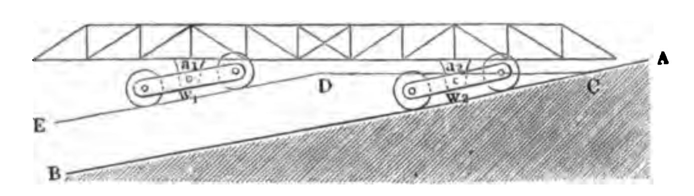
Fig. 450.

Als ein Beispiel für die geneigten Aufzüge ohne Schleusenkammern und mit einem wasserfreien Scheitel möge noch in den Figuren 449 und 450 die Anordnung der in dem Oberländischen Canale in Ostpreußen angewandten Schiffsaufzüge angeführt werden. Die Wagen W_1 und W_2 werden auch hier durch zwei über die Rollen R_1 geführte Drahtseile S_1 S_2 bewegt, welche sich in umgekehrter Richtung auf eine durch ein Wasserrad gedrehte Trommel winden. Hinterhalb sind die Wagen ebenfalls durch ein Seil S_3 verbunden, das um die im unteren Canale U aufgestellten Rollen R_2 geführt ist. Der Scheitel V liegt 0,32 m über dem oberen Wasserspiegel, die Neigung der Ebenen beträgt $^1/_{12}$. Das erwähnte Hinterseil S_3 ist deshalb nöthig, um im Anfange der Bewegung, wo beide Wagen W_1 sowohl wie W_2 aufsteigen, die Bewegung zu ermöglichen.

Die angewandten Wagen sind jeder mit acht Rädern versehen, von denen je vier einem besonderen Schemelwagen w, Fig. 451, angehören, auf welchem der Oberwagen mit einer Axe a

ruht. Diese Anordnung und die Unterstützung des Schiffes in nur zwei Axen war wegen des Scheitels nöthig, da, wie leicht zu ersehen, eine größere

Fig. 451.



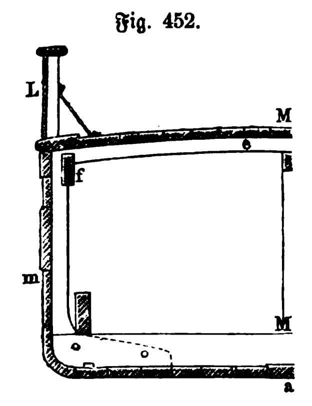
Anzahl von Unterstützungen mit dem Wechsel der Bahnneigungen im Scheitel nicht vereinbar ist.

Bei der verhältnißmäßig großen Länge (24 m) der Schiffsgefäße mußten besondere Mittel angewendet werden, um ein Eintauchen der Schiffsenden in das Wasser in Folge der Bahnneigung zu umgehen. Hierzu wurden an den Enden der Geleise neben den Hauptschienen AB, Fig. 451, noch erhöhte Nebenschienen CDE angeordnet, auf welche der vorangehende Schemelwagen w vermöge entsprechend angebrachter Radkränze aufläuft. Denkt man sich diese Nebenschienen von C aus in einer Erstreckung CD gleich der Entfernung $a_1 a_2$ der beiden Stützaxen horizontal und von D aus in DE parallel zu den Hauptschienen AB geführt, so erkennt man leicht, wie das auf $w_1 w_2$ ruhende Schiff in horizontaler Lage die Canalstrecken erreicht und verläßt. Es ergiebt sich auch aus der Betrachtung der Figur, daß stets der vorangehende Schemelwagen auf die erhöhten Nebenschienen auflaufen muß, also in der oberen Canalhaltung w_1 und in der unteren w_2. Um dies zu erreichen, sind die Nebenschienen, wie aus Fig. 450 ersichtlich ist, oben außerhalb und unten innerhalb der Hauptschienen angeordnet, und demgemäß natürlich auch die zweiten Laufkränze der Wagenräder angebracht.

Schiffsgefässe. Die Schiffe unterscheiden sich, abgesehen von ihren Größenverhältnissen in mannigfacher Hinsicht von einander, und zwar nach den von ihnen befahrenen Gewässern in Fluß-, Küsten- und Seeschiffe; nach der Art ihrer Bewegung in Ruder-, Segel- und Dampfschiffe; nach ihrer Bestimmung in Kauffahrtei- oder Handelsschiffe und in Kriegsschiffe. Je nach dem Constructionsmateriale unterscheidet man hölzerne und eiserne Schiffe. Je nach den verschiedenen Zwecken und Verhältnissen sind auch die Anforderungen verschieden, welche an die Schiffe gestellt werden. Bei allen Transportschiffen, welche hier vornehmlich in Betracht kommen, steht eine möglichst große Ladungsfähigkeit in erster Reihe, während es bei Passagier- und Postschiffen auf bedeutende Ge- §. 97.

schwindigkeit, bei Kriegsschiffen vorzüglich auf letztere und auf äußerste Manövrirfähigkeit ankommt.

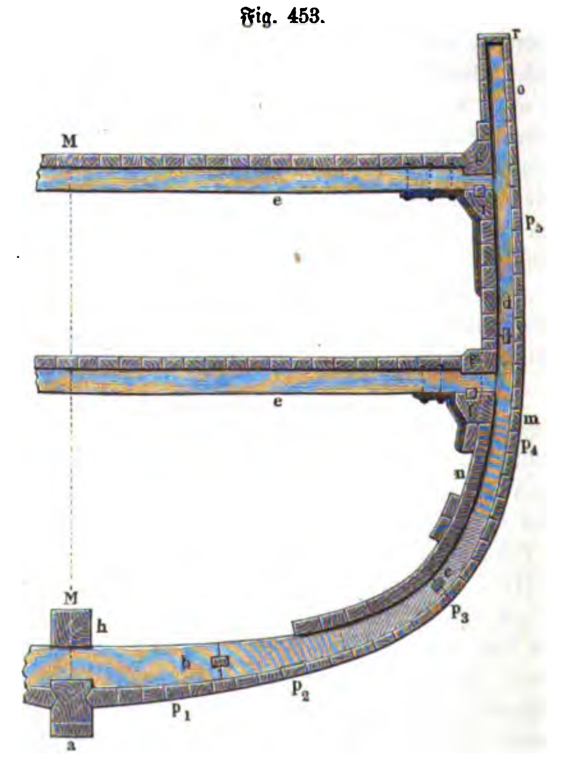
Fig. 452.



Seeschiffe erfordern natürlich wegen der stärkeren Beanspruchung durch die Meereswellen einen festeren Bau und eine solidere Construction als Flußschiffe, und außerdem ist bei ihnen noch eine besondere Rücksicht auf ihre Stabilität und die Stetigkeit der Bewegung zu nehmen, damit nicht nur die Gefahr eines Umschlagens (Kenterns) durch den Winddruck beseitigt werde, sondern auch die unvermeidlichen, durch den Wellenschlag veranlaßten Schwingungen möglichst gering ausfallen.

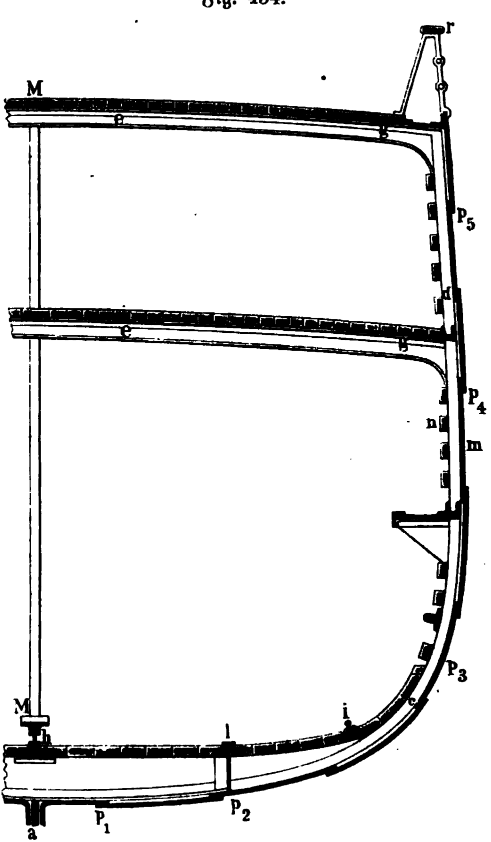
Während die Tragfähigkeit der Schiffe direct durch das eingetauchte Volumen, das sogenannte Deplacement

Fig. 453.



bestimmt ist, sofern das Gesammtgewicht des Schiffes mit Ladung unter allen Umständen gleich demjenigen des verdrängten Wassers ist, so sind die Geschwindigkeit, Stabilität und Steuerfähigkeit der Schiffe, sowie auch die zu ihrer Bewegung erforderliche Kraft hauptsächlich von der Schiffsform abhängig, worüber in den folgenden Paragraphen das Nähere angegeben werden soll.

Fig. 454.



In Betreff der Zusammensetzung des Schiffskörpers oder Schiffsrumpfes aus einzelnen Theilen kann das Folgende bemerkt werden, wobei die Figuren 452 bis 454 zu Grunde gelegt werden können, welche die halben Querschnitte eines hölzernen Flußschiffes (Fig. 452), eines hölzernen Seeschiffes (Fig. 453) und eines eisernen Seeschiffes (Fig. 454) darstellen.

Als Grundlage für den ganzen Schiffskörper dient der Kiel *a*, ein starker aus einzelnen Stücken zusammengelaschter hölzerner oder eiserner

Balken, welcher im untersten Punkte des Schiffes nach der ganzen Länge desselben sich erstreckt, und welcher sich vorn und hinten in den Vordersteven bezw. Hintersteven fortsetzt, von denen der Hintersteven meist rechtwinkelig vom Kiel aufsteigt, während der Vordersteven in einer entsprechenden Krümmung sich an den Kiel anschließt. Mit dem Kiele verbunden sind die Spanten, das sind Querrippen, von der Querschnittsgestalt des Schiffsgefäßes. Diese bei hölzernen Schiffen aus mehreren Theilen *b*, *c* und *d* bestehenden Spanten sind mit den mittleren Theilen *b*, den sogenannten Bodenwrangen, fest mit dem Kiele verbunden und reichen mit den äußeren Theilen *d*, den Auflangern, bis zum obersten Deck *e*, die mittleren Theile *c* führen den Namen Kimmstücke, von der sogenannten Kimmung, d. h. der Stelle der schärfsten Krümmung des Schiffsquerschnittes. Die Form der Spanten, welche in allen Fällen eine zur verticalen Mittelebene *MM* symmetrische ist, fällt bei verschiedenen Schiffen sehr verschieden und bei demselben Schiffe an verschiedenen Stellen veränderlich aus. Während an einer mittleren Stelle der Schiffslänge die Breite in der Wasserlinie und auch der Flächeninhalt des Querschnittes daselbst ein Maximum ist, nehmen von dem daselbst befindlichen Hauptspant aus die folgenden Spanten nach beiden Schiffsenden hin der Schiffsform entsprechend an Breite und Flächeninhalt ab, nach unten hin mehr und mehr sich zuschärfend, je näher sie den Enden des Schiffes, besonders dem vorderen Ende oder Buge, gelegen sind. Bei Flußschiffen pflegt der Boden des Schiffes oft ganz horizontal zu liegen und der Kiel nicht wesentlich hervorzutreten, was namentlich bei geringer Fahrtiefe des Wassers nöthig ist, während bei den Seeschiffen, insbesondere bei den Seglern, immer eine schärfere Querschnittsform gewählt werden muß. Die Entfernung der Spanten längsschiffs von einander steigt bei Flußschiffen wohl bis zu 1 m und darüber, bei Seeschiffen beträgt sie in der Regel nicht über 0,5 m, bei Kriegsschiffen stehen die Spanten sogar dicht neben einander. Die im vorderen (Bug) und hinteren Theile (Heck) des Schiffes angebrachten Spanten, die Kantspanten, welche sich an die Steven anschließen, stehen je nach der Schiffsform mehr oder minder geneigt gegen den Kiel.

Zur Vereinigung der Spanten querschiffs dienen die Deckbalken *e*, welche an beiden Enden ihre Auflagerung in den sogenannten Balkwegern *f* finden, das sind Längsträger, welche, an den Spanten hölzerner Schiffe innerlich befestigt, der Länge nach durch das ganze Schiff reichen. Bei größeren Schiffen, welche mehrere Decks haben, durch welche sie gewissermaßen in Etagen abgetheilt werden, sind solche Deckbalken und Balkweger auch für jedes Zwischendeck angeordnet. Durch andere den Balkwegern parallele Längsbalken, bezw. eiserne Platten *g* bei eisernen Schiffen, welche sich oberhalb der Decks finden, und ebenfalls an den Spanten befestigt sind,

wird insbesondere ein kräftiger Längenverband der Spanten bewirkt. Diesem Zwecke dient auch ein über dem Kiele und den Spanten liegender und mit diesen fest verbundener Längsbalken, das sogenannte Kielschwein *h*. Bei größeren Schiffen wendet man außer diesem Kielschweine noch ähnliche Balken *i* in der Kimmung (Kimmkielschweine) und zwischen Kiel und Kimmung bei *l* (Seitenkielschweine) an. Insbesondere pflegt man bei Kriegsschiffen durch mehrere auf die Spanten innerlich genietete Längsspanten eine Verstärkung zu erreichen. Die Spanten dienen zur Aufnahme der Bekleidung durch Bohlen bezw. eiserne Platten, welche bei Flußschiffen in der Regel nur äußerlich, Außenhaut *m*, angebracht wird, während bei Seeschiffen auch innerlich eine Beplankung *n* (die Wegerung) vorhanden ist. Der dadurch zwischen der Außenhaut und Wegerung gebildete Hohlraum, der sogenannte doppelte Boden, erhöht wesentlich die Sicherheit der Schiffe bei einem etwaigen Leckwerden der Außenhaut. Die an der Außenseite des Schiffes befindliche Beplankung besteht aus einzelnen „Gängen" von Planken resp. Platten, welche man wohl als Kielplanken p_1, Bodenplanken p_2, Kimmungsplanken p_3, Barkholzplanken p_4 und Farbgangsplanken p_5 bezeichnet. Die Bekleidung *o* oberhalb des Decks heißt Verschanzung, sie findet ihren Abschluß in dem rund herum laufenden Gürtel *r*, die Rehling genannt, welche durch die oberhalb des Decks verlängerten Auflanger *d* oder durch besondere Rehlingsstützen getragen wird. Unter dem Schandeckel versteht man den auf den obersten Planken der Außenhaut (Farbgangsplanken) angebrachten Bohlengürtel.

Zur Sicherung der Schiffe pflegt man eiserne Schiffskörper durch mehrere wasserdichte Zwischenwände, Schotte, in verschiedene von einander abgeschlossene Räume zu theilen, so daß bei dem Leckwerden des Schiffes sich nur die betreffende Abtheilung mit Wasser füllen kann. Diese Theilung des Schiffes geschieht meistens der Länge nach durch Querwände, doch hat man, insbesondere bei Kriegsschiffen, auch die Anordnung von Längsschotten gewählt, welche vor den Querschotten manche Vortheile darbieten, namentlich bei dem Schlingern, d. h. dem Schwingen des Schiffes um eine Längsaxe, das eingedrungene Wasser verhindern, von einer Seite des Schiffes auf die andere zu fließen.

Es bedarf keiner weiteren Erwähnung, daß man alle dem Wasser ausgesetzten Fugen durch Kalfatern und bei den eisernen Schiffen durch Verstemmen der Platten möglichst wasserdicht herzustellen und zu erhalten sucht. Ebenso ist es deutlich, daß man bei eisernen Schiffen die Spanten, Deckbalken, Kielschweine ꝛc. durch geeignet profilirte Eckeisen und T-Eisen bildet, auch den Kiel pflegt man neuerdings meist aus Blechplatten und Winkeleisen anstatt aus massiven Barren herzustellen, während die Steven immer aus massiv geschmiedeten Stücken bestehen. Auf die Ausführung der

Kriegsschiffe, insbesondere der gepanzerten, kann hier, als dem vorliegenden Zwecke fernliegend, nicht eingegangen werden, und muß in dieser Hinsicht sowie in Betreff der Besonderheiten der Schiffsconstruction auf die speciellen Werke über Schiffbau verwiesen werden (s. Literaturangabe am Ende dieses Capitels).

§. 98. **Schiffsformen.** Die äußere Form ist deswegen von besonderer Wichtigkeit für jedes Schiff, weil von derselben vorzüglich der Widerstand, d. h. die Kraft zur Fortbewegung des Schiffes, also dessen Geschwindigkeit sowie auch die Stabilität desselben abhängt. Es ist aus der Hydraulik bekannt, daß der Widerstand eines im Wasser bewegten Körpers vorzüglich von der Gestalt der vorderen und der hinteren Begrenzung desselben abhängt, und daß der Widerstand um so kleiner ausfällt, je schärfer diese Begrenzungen sind, und je sanfter die eingetauchte Oberfläche abgerundet ist. Sind dagegen die äußeren Begrenzungen des eingetauchten Schiffskörpers stumpf, und ist die Oberfläche mit stark gekrümmten und weniger abgerundeten Ecken und Kanten versehen, so wird das Wasser durch das bewegte Schiff in starke wirbelnde Bewegungen versetzt, in Folge deren der Widerstand groß ausfällt. Während man daher den schnell gehenden Schiffen schärfere Formen giebt, wählt man vollere Formen für diejenigen Schiffe, bei denen es mehr auf große Tragfähigkeit als auf schnelle Bewegung ankommt. Speciellere Regeln über die vortheilhafteste Schiffsform lassen sich aus der Theorie nicht ableiten, wenigstens haben die in dieser Hinsicht gemachten Versuche zu befriedigenden praktischen Resultaten nicht geführt. Man wird sich daher bei der Construction der Schiffe am besten von der Erfahrung leiten lassen.

Der Ausführung eines Schiffes legt man immer genaue Zeichnungen oder Schiffsrisse zu Grunde, welche in Durchschnitten des Schiffsgefäßes bestehen. Hauptsächlich entwirft man dabei folgende Durchschnitte:

1) Horizontale Schnitte in verschiedenen Höhen, welche man Wasserlinien nennt, und zwar versteht man unter der geladenen und unter der leeren Wasserlinie diejenigen, welche die Schwimmebene des vollständig belasteten bezw. des leeren Schiffes begrenzen. Diese Wasserlinien sind im Allgemeinen immer nach vorn und hinten mehr oder minder scharf verlaufende Linien, nur bei den langsam durch Pferde oder Menschen gezogenen Kähnen sind die Wasserlinien durch Rechtecke mit keiner, oder nur geringer Zuschärfung an den Enden dargestellt.

2) Verticale Querschnitte oder Spantenrisse an verschiedenen Stellen der Länge senkrecht zu dieser. Den Querschnitt an der breitesten Stelle des Schiffes nennt man den Hauptspant und pflegt die beiden Theile, in welche er das Schiff zerlegt, als Vorderschiff und Hinterschiff zu be-

zeichnen. Behält das Schiff die größte Breite auf eine gewisse Länge bei, so nennt man diesen Theil auch wohl das Mittelschiff.

3) Verticale Längenschnitte, schlechtweg Schnitte genannt, parallel mit der Mittelaxe des Schiffes. Außer diesen Profilen fertigt man wohl auch noch sogenannte Sentenrisse an, d. h. Schnitte des Schiffskörpers durch gegen die Verticale geneigte Ebenen.

Ueber die Anfertigung dieser Risse kann man Folgendes bemerken. Bezeichnet man mit l die Schiffslänge zwischen Vorder- und Hintersteven, b die größte Breite und t die Tiefe von der geladenen Wasserlinie bis zum Kiel, und ist V das eingetauchte Volumen oder sogenannte Deplacement des Schiffes, so nennt man das Verhältniß dieses Volumens zu dem umschriebenen Parallelepipedon also $\frac{V}{b\,t\,l} = \varphi$ den Völligkeitscoefficienten. Dieses Verhältniß variirt für verschieden scharfe Schiffe etwa zwischen den Grenzen 0,45 bis 0,75, wovon dem Vorbemerkten zufolge die kleineren Werthe den schnellen und die größeren den Lastschiffen zukommen.

Ebenso spricht man von dem Völligkeitscoefficienten einer Wasserlinie oder eines Spantes, indem man darunter das Verhältniß des von dieser Linie eingeschlossenen Flächenraumes und des umschriebenen Rechteckes versteht. Bezeichnet man mit S das Areal des Hauptspantes und mit W das der geladenen Wasserlinie, so ist $\frac{S}{b\,t} = \sigma$ der Völligkeitscoefficient des Hauptspantes, welcher etwa zwischen 0,60 bis 0,90 schwankt und $\frac{W}{b\,l} = \lambda$ der Völligkeitscoefficient der Wasserlinie, der etwa zwischen 0,55 bis 0,92 angenommen wird.

Bei einem auszuführenden Schiffe wird von vornherein aus der geforderten Ladungsfähigkeit und dem überschläglich anzunehmenden Eigengewichte das Deplacement V sich bestimmen (s. §. 99), und wenn man dann einen bestimmten Völligkeitscoefficienten φ des Deplacements annimmt, so erhält man

$$V = \varphi\, b\, t\, l.$$

Hierin wird die Tauchungstiefe t in vielen Fällen durch die Tiefe der zu befahrenden Gewässer von vornherein gegeben sein, und wenn man noch das Verhältniß der Länge zur Breite des Schiffes $\frac{l}{b} = \nu$ erfahrungsmäßig annimmt, so findet man aus $V = \varphi \frac{t\,l^2}{\nu}$ die Länge

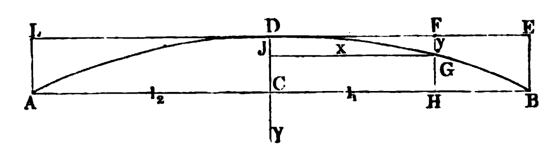
$$l = \sqrt{\frac{\nu V}{\varphi t}},$$

und die Breite

$$b = \frac{l}{v} = \sqrt{\frac{V}{v \varphi t}}.$$

Das Verhältniß der Länge l zur größten Breite b beträgt bei Segelschiffen etwa 4 bis 5, bei Oceandampfern 6 bis 8 und steigt bei Flußdampfern oft bis zu 12 und darüber. Die Tiefe t, um welche das Schiff eintaucht, pflegt im Allgemeinen bei Seeschiffen $^1/_3\,b$ bis $^1/_2\,b$ zu betragen, bei Fluß- und Canalschiffen ist sie oft viel geringer. Sind nun für ein Schiff von verlangtem Deplacement unter Annahme der obigen durch die Erfahrung bewährten Verhältnisse die Hauptdimensionen Länge, Breite und Tiefe festgestellt worden, so ist auch unter Annahme eines Werthes σ für den Völligkeitsgrad des Hauptspanten das Areal S desselben bestimmt. Zur Verzeichnung der Schiffsrisse pflegt man nun wohl eine gewisse Bestimmung darüber zu treffen, in welcher Weise die Areale der Spanten von dem Hauptspant aus nach beiden Seiten hin abnehmen sollen. Sei in Fig. 455 $AB = l$ die Länge des Schiffes, liege in C der Hauptspant, dessen Areal S

Fig. 455.



durch die Ordinate CD dargestellt sein mag, so kann man sich eine durch D, A und B gehende Curve denken, deren Ordinate in jedem Punkte den Querschnitt des daselbst gedachten Spants darstellt, so daß z. B. die Fläche des Spants in H durch die Ordinate HG dargestellt ist. Diese Curve $ADGB$ nennt man wohl die Deplacementscurve. Der Flächeninhalt F zwischen dieser Curve und der Axe AB repräsentirt demnach das Deplacement V, und wenn man das Verhältniß dieser Fläche zu derjenigen $Sl = \sigma b t l$ des Rechteckes $ABEL$ mit γ bezeichnet, also

$$V = \gamma S l = \gamma \sigma b t l$$

setzt, so hat man, da auch $V = \varphi b t l$ ist,

$$\varphi = \gamma \sigma \text{ oder } \gamma = \frac{\varphi}{\sigma}.$$

Wenn daher der Völligkeitsgrad φ des Deplacements und derjenige σ des Hauptspants angenommen ist, so ist auch der Werth von γ gegeben. Derselbe wird im Allgemeinen wenig von 0,6 verschieden sein.

Was die Wahl der Deplacementscurve ADB anbetrifft, so muß dieselbe dem Ermessen des Constructeurs überlassen bleiben, da die Theorie hierfür einen bestimmten Anhalt nicht giebt. Es ist dabei jedenfalls darauf zu sehen, daß die obige Bedingung $\varphi = \gamma \sigma$ erfüllt ist. Man pflegt wohl öfter als Deplacementscurve eine parabolische Linie zu wählen, worüber Folgendes bemerkt werden kann. Gewöhnliche Parabeln von der Form der Gleichung $x^2 = c\,y$, welche den Scheitel in D haben, und welche durch die Punkte A und B gehen, würde man nur wählen können, wenn der Völligkeitscoefficient der Deplacementscurve $\gamma = \frac{ADB}{ALEB}$ der Eigenschaft der Parabel gemäß gleich $^2/_3$ anzunehmen wäre. Da dies im Allgemeinen nicht zutrifft, so wird man eine der Parabel ähnliche Curve von der Gleichung

$$x^n = c\,y$$

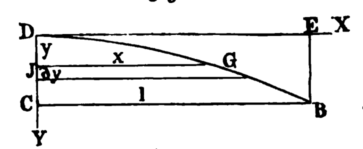
zu wählen haben, worin n so zu bestimmen ist, daß das von der Curve und der Axe AB umschlossene Flächenstück der verlangten Bedingung

$$\frac{ADB}{ALEB} = \gamma = \frac{\varphi}{\sigma}$$

entspricht.

Um zu erkennen, unter welcher Voraussetzung diese Bedingung erfüllt ist, sei DGB, Fig. 456, eine Curve, deren Gleichung in Bezug auf die Axen DX

Fig. 456.



und DY durch $x^n = c\,y$ ausgedrückt sein möge, so ist das zwischen dieser Curve, ihrer Abscisse $DC = S$ und der zugehörigen Ordinate $CB = l$ eingeschlossene Flächenstück F gegeben durch

$$F = \int_{x=0}^{x=l} x\,\partial y$$

und, da $\partial y = \frac{1}{c}\,n\,x^{n-1}\,\partial x$ ist, so erhält man

$$F = \int_0^l \frac{n}{c}\,x^n\,\partial x = \frac{1}{c}\,\frac{n}{n+1}\,l^{n+1}.$$

Setzt man hierin $S = DC$ für $\frac{1}{c}\,l^n$, so wird auch

$$F = \frac{n}{n+1}\,S\,l = \frac{n}{n+1}\,CDEB.$$

Wenn daher die Bedingung für den Völligkeitsgrad der betreffenden Fläche $\frac{F}{CDEB} = \gamma$ gestellt ist, so hat man, um ihr zu genügen:

$$\gamma = \frac{n}{n+1}, \text{ also } n = \frac{\gamma}{1-\gamma}$$

zu machen. Die Constante c ergiebt sich aus den zusammengehörigen Werthen $x = l$ und $y = S$ zu

$$c = \frac{l^n}{S}.$$

In der Figur ist dieses Verhältniß $\frac{\gamma}{1-\gamma}$, wie leicht zu ersehen, ausgedrückt durch das Verhältniß der Flächen

$$\frac{CDGB}{DGBE}.$$

Wendet man dieses Ergebniß auf die Deplacementscurve, Fig. 455, an, und sei $l_1 = CB$ die Länge des Vorderschiffes, welches das Wasservolumen V_1 verdränge, und $l_2 = CA$ die Länge des Hinterschiffes, welches das Deplacement V_2 haben möge, so würde, unter $CD = S$ wieder das Areal des Hauptspants verstanden, den geforderten Bedingungen gemäß die Deplacementscurve DB für das Vorderschiff durch die Gleichung

$$x^{n_1} = \frac{l_1^{n_1}}{S} y,$$

gegeben sein, wobei

$$n_1 = \frac{V_1}{S l_1 - V_1}$$

ist, und für das Hinterschiff ergiebt sich ebenso die Curve DA durch

$$x^{n_2} = \frac{l_2^{n_2}}{S} y,$$

worin

$$n_2 = \frac{V_2}{S l_2 - V_2}$$

zu setzen ist. Vermittelst dieser Gleichungen kann man für beliebige Punkte H, d. h. für verschiedene Werthe von x, die zugehörigen Werthe $HG = S - y$ für das Areal des Spants an dieser Stelle berechnen und die Deplacementscurve bestimmen, welche der Bedingung Genüge leistet, daß bei dem Areal des Hauptspants gleich $DC = S$ der Völligkeitscoefficient den verlangten Werth φ hat.

In derselben Art, in welcher nach dem Vorstehenden die Deplacementscurve nach einer parabolischen Curve entworfen werden kann, läßt sich auch hinsichtlich der Bestimmung der Spantenrisse und der Wasserlinien verfahren. Ist S ein aus der Deplacementscurve, Fig. 455, für irgend einen Querschnitt sich ergebendes Spantenareal, und b daselbst die Breite, t die Tiefe der Eintauchung, so daß also der Völligkeitsgrad dieses Spants durch $\sigma = \frac{S}{bt}$ gegeben ist, so würde die Begrenzung des Spantes unter Zugrundelegung eines parabolischen Verlaufes durch eine Curve von der Gleichung

$$x^n = \frac{t^n}{b} y,$$

worin

$$n = \frac{\sigma}{1-\sigma} = \frac{S}{bt - S}$$

ist, gefunden werden.

In gleicher Weise hätte man für die Wasserlinie des Vorderschiffs, wenn deren Areal W_1 wäre,

$$x^{n_1} = \frac{l_1^{n_1}}{b}\, y; \quad n_1 = \frac{W_1}{b\, l_1 - W_1},$$

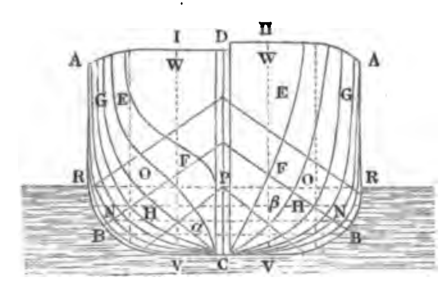
und für diejenige des Hinterschiffes vom Areal W_2 ergeben sich die Gleichungen

$$x^{n_2} = \frac{l_2^{n_2}}{b}\, y; \quad n_2 = \frac{W_2}{b_2\, l - W_2}.$$

Auch nach anderen gesetzmäßigen Curven hat man Schiffe zu construiren versucht, so hat z. B. Russel die Wellenlinie (s. Thl. I, Anhang) der Construction zu Grunde gelegt, doch scheinen die hiermit erzielten Resultate den Erwartungen nicht entsprochen zu haben. Die Wahl der betreffenden Linien wird daher im Wesentlichen dem freien Ermessen des Constructeurs überlassen sein müssen.

In Fig. 457 ist der Spantenriß eines Schiffes dargestellt und zwar sind in Thl. I die Spanten des Hinterschiffes und in Thl. II diejenigen des

Fig. 457.



Vorderschiffes gezeichnet. Bei der Construction der Spantenrisse geht man von dem Hauptspant ABC aus, und zeichnet die übrigen Spanten unter Berücksichtigung erprobter Verhältnisse mehr oder weniger frei nach dem Gefühl, wobei man als Anhalt einzelne zur Kimmung B etwa senkrecht gelegte Senten wie FB benutzen kann. Man erkennt aus der Figur, daß das Völligkeitsverhältniß der Spanten im Allgemeinen nach den Enden hin abnimmt, und daß dasselbe bei einzelnen nach außen concav geschwungenen Spanten, z. B. demjenigen EF des Hinterschiffes, noch kleiner als $1/2$ ausfällt. Die Verzeichnung der Wasserlinien geschieht dann aus dem Spantenrisse nach den gewöhnlichen Regeln der Projectionslehre, indem man den Tiefgang PC in eine gewisse Anzahl gleicher Theile theilt und durch die Theilpunkte horizontale Ebenen legt, deren Schnittpunkte mit den Spanten in den Grundriß, Fig. 458 (a. f. S.), auf die Theillinien 1, 2, 3 ... 6 der Länge PS des Hinterschiffes bezw. derjenigen PT des Vorderschiffes übertragen werden. Verbindet man die zu einander gehörigen Punkte durch stetige möglichst allmälig verlaufende Curven, so erhält man die Wasser-

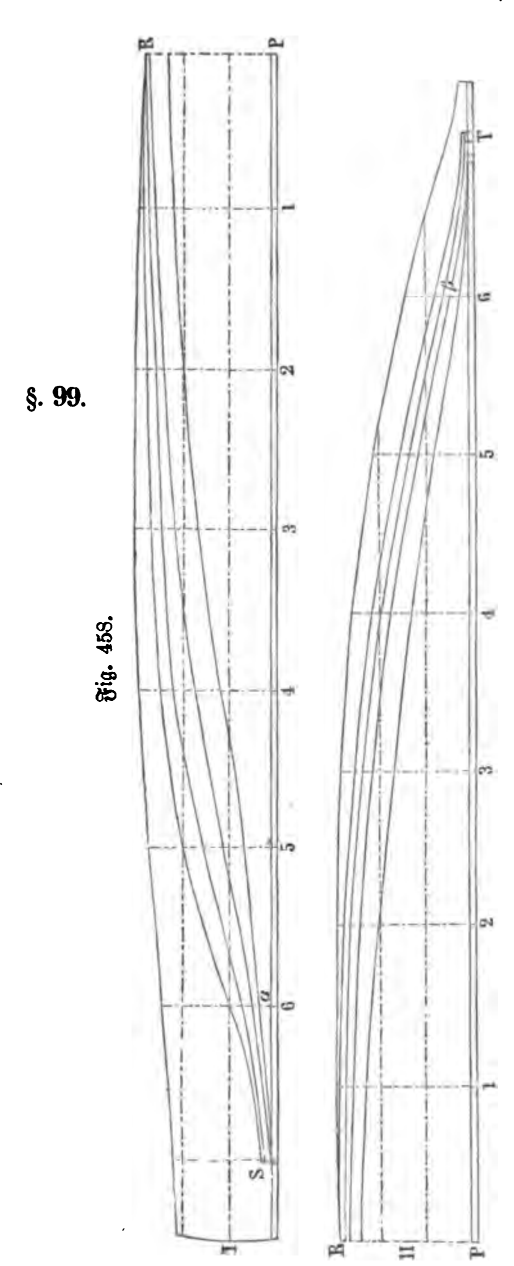


Fig. 458.

linien. Daß man auch hier behufs Erlangung möglichst reiner Linien kleine Correcturen vornehmen wird, ist selbstverständlich. In gleicher Weise kann man auch in einer Seitenansicht des Schiffes die Schnittlinien zeichnen, in welchen der Schiffskörper durch verticale Ebenen wie WV, Fig. 457, geschnitten wird.

§. 99.

Tragfähigkeit. Das totale Gewicht des Schiffes einschließlich der Ausrüstung und Ladung ist stets gleich dem Gewichte des von demselben verdrängten Wassers oder des Deplacements V. Um daher für eine verlangte Ladungsfähigkeit gleich Q Tonnen die Dimensionen zu bestimmen, findet man das Deplacement V in Cubikmetern aus

$$V\gamma = Q + G,$$

wenn G das Eigengewicht des Schiffes in Tonnen bezeichnet. Für Flußwasser ist $\gamma = 1000$ **kg** $= 1$ Tonne, für Seewasser etwa 1016 **kg** anzunehmen, daher das erforderliche Deplacement bei Seeschiffen etwa 1,6 Procent kleiner anzunehmen ist, als bei Flußschiffen. Ein aus Flußwasser in die See gehendes Schiff wird daher in letzterer weniger tief eintauchen als in ersterem. Das Eigengewicht G des Schiffes kann natürlich genau nur auf Grund

einer speciellen Gewichtsberechnung ermittelt werden, als ungefähren Anhalt für Ueberschlagsrechnungen kann man dabei annehmen, daß erfahrungsmäßig das Eigengewicht des Schiffes zwischen $1/3$ und $1/2$ des Deplacements beträgt. Der Ueberschuß des Auftriebes $V\gamma$ über das Eigengewicht G repräsentirt die **Tragfähigkeit**, und man pflegt diesen Werth auch wohl als das **nützliche Deplacement** zu bezeichnen.

Die genaue Ermittelung des Deplacements eines Schiffes pflegt man meistens nach der **Simpson**'schen Regel (I. Hülfslehren) durch

$$V = [S_0 + S_n + 4(S_1 + S_3 + \cdots) + 2(S_2 + S_4 + \cdots)]\frac{l}{3n}$$

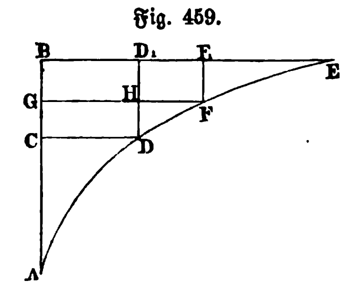
oder auch durch

$$V = [W_0 + W_n + 4(W_1 + W_3 + \cdots) + 2(W_2 + W_4 + \cdots)]\frac{t}{3n}$$

zu berechnen, wenn unter $S_0, S_1 \ldots S_n$ die Areale der um $\frac{l}{n}$ von einander entfernten Spanten und $W_0, W_1\, W_2 \ldots W_n$ die Flächenräume der Wasserlinien bedeuten, welche um die Höhe $\frac{t}{n}$ von einander abstehen. Die Rechnung wird zur Controle sowohl mit den Spantenarealen, wie auch mit denen der Wasserlinien ausgeführt, welche Flächenräume übrigens aus den Längen, Breiten und Tiefen ebenfalls in bekannter Art nach der **Simpson**'schen Regel zu bestimmen sind.

Die Eintauchung oder der Tiefgang eines Schiffes ist natürlich mit der Ladung veränderlich, was z. B. bei Dampfschiffen, welche lange atlantische Reisen machen, von Bedeutung ist, indem die Belastung unterwegs wegen des Kohlenverbrauchs sich vermindert, daher der Tiefgang am Ende der Reise bedeutend geringer ist, als beim Antritt derselben. Um über die Veränderlichkeit des Tiefganges entsprechend verschiedenen Belastungen einen schnellen Ueberblick zu gewinnen, construirt man wohl für jedes Schiff eine Curve, Fig. 459, welche man mit dem Namen der **Deplacementsscala** belegt. Denkt man sich nämlich auf der Verticalen AB, von welcher A der Unterkante des Kieles entspricht, in verschiedenen Höhen C, B rc. die den Eintauchungen AC, AB des Schiffes zugehörigen Auftriebe oder Deplacements als Ordinaten CD, BE ... aufgetragen, so erhält man in der durch diese Punkte festgelegten Curve die besagte Scala. Offenbar ist dann bei irgend

Fig. 459.



einem Tiefgange, z. B. AG, durch die Ordinate GF der Auftrieb oder die Schwimmkraft gegeben, und wenn etwa CD dem Eigengewichte des Schiffes entspricht, so erhält man in HF die diesen Tiefgang AG erzeugende Nutzlast. Es ist leicht zu erkennen, daß diese Curve $ADFE$ nach oben hin um so mehr einer geraden Linie sich nähern wird, je mehr die Wandungen des Schiffes in die verticale Richtung übergehen, indem bei einem prismatischen kastenförmigen Körper die Deplacementsscala eine Gerade ist.

Wollte man ein Schiff so weit belasten, daß die Wasserlinie den oberen Rand des Decks erreichte, so würde die geringste Mehrbelastung, wie sie durch eindringendes Leckwasser erzeugt würde, das Schiff natürlich zum Sinken bringen. Dies zu vermeiden, wird das Schiff niemals bis zu dieser Tiefe eingetaucht werden dürfen, man wird vielmehr immer noch eine gewisse Höhe des Bords über der geladenen Wasserlinie haben müssen. Diese Höhe wird wegen des Wellenschlages natürlich bei Seeschiffen größer sein müssen, als bei Flußschiffen, und es existiren hierüber verschiedene Vorschriften, welche die Höhe des **Freibords** abhängig machen von den sonstigen Schiffsdimensionen. So z. B. wurde von der Versammlung von Schiffsarchitekten in London 1867 vorgeschlagen, die Höhe des Freibords zu $\frac{b}{8}$ für Schiffe anzunehmen, deren Länge die fünffache Schiffsbreite b nicht übersteigt, und für jede Schiffsbreite, um welche das Schiff länger ist, sollte obiger Höhe des Freibords noch $\frac{b}{32}$ hinzugefügt werden.

Einen besseren Anhalt für die Sicherheit des Schiffes in dieser Hinsicht erlangt man durch die Bestimmung der sogenannten **Reserveschwimmkraft** desselben, d. h. des Auftriebes oder der Schwimmkraft der über Wasser befindlichen wasserdichten Theile des Schiffes. Diese Kraft stellt offenbar diejenige Belastung dar, welche dem Schiffe noch mitgetheilt werden muß, ehe dasselbe der Gefahr des Sinkens ausgesetzt ist, und so groß dürfte also im äußersten Falle das Gewicht des durch Leckwerden eindringenden Wassers höchstens sein. Die erforderliche Reserveschwimmkraft eines Schiffes hängt von mancherlei Umständen ab, wie z. B. von der Beschaffenheit der Ladung, von der Jahreszeit sowie der Natur der zu befahrenden Gewässer u. s. w. Man pflegt bei Kauffahrteischiffen die Reserveschwimmkraft etwa gleich 20 bis 30 Procent des Deplacements anzunehmen, bei hochbordigen Kriegsschiffen hat sie oft einen Betrag, welcher dem Deplacement gleichkommt oder dasselbe sogar noch übertrifft.

Wie schon erwähnt, pflegt man bei den neueren eisernen Schiffen eine vermehrte Sicherheit gegen das Sinken in Folge eintretenden Leckwerdens dadurch anzustreben, daß man den Schiffsraum durch wasserdichte Zwischenwände oder **Schotten** in kleinere Abtheilungen zerlegt, welche mit einander

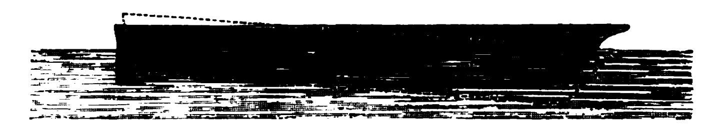
nicht in Verbindung stehen, so daß nur diejenige Abtheilung sich mit Wasser anfüllen kann, in welcher die schadhafte Stelle der Schiffswand gelegen ist. Die wasserdichten Zwischenwände führt man meistens als Querwände, bei Kriegsschiffen aber auch parallel zur Längenrichtung sowohl als verticale Wände, wie auch als horizontale Decks aus. Um die Sicherheit zu beurtheilen, welche überhaupt durch derartige Scheidewände erreicht werden kann, möge zuvörderst eine Theilung des Schiffes durch Querwände angenommen und vorausgesetzt werden, daß das Schiff an einer Stelle des mittleren Theiles eine Beschädigung der Außenhaut unter dem Wasserspiegel erhalte. Das Wasser strömt dann durch diese Oeffnung mit einer der betreffenden Druckhöhe zugehörigen Geschwindigkeit so lange ein, bis der Wasserspiegel in der Abtheilung dasselbe Niveau mit dem äußeren angenommen hat. In Folge des zutretenden Wassers wird natürlich der Tiefgang sich vergrößern, und man sieht sofort ein, daß die wasserdichten Abtheilungen in dem Falle zwecklos sind, in welchem die eingedrungene Wassermenge größer ist, als die Reserveschwimmkraft. Die möglicherweise eindringende Wassermenge bestimmt sich hierbei aus der Differenz zwischen dem Rauminhalte der betreffenden Abtheilung und dem Volumen der darin enthaltenen Güter. Ist das letztere groß, d. h. besteht die Ladung aus leichten Körpern, wie Holz, so kann möglicherweise der freibleibende Raum kleiner sein als die Reserveschwimmkraft des Schiffes; da aber letztere bei Handelsschiffen, wie vorstehend angegeben, meist nur gering ist, und die mittleren Abtheilungen bei der meist nur kleinen Anzahl der Scheidewände in der Regel verhältnißmäßig groß sind, so ist die Gefahr eine beträchtliche. Man erkennt hieraus sofort, daß die Sicherheit um so größer wird, je kleiner die einzelnen Abtheilungen im Verhältniß zum ganzen Deplacement sind. Deswegen wurde von der Versammlung der Schiffbau-Ingenieure in London 1867 empfohlen, Schiffe so zu construiren, daß sie sich auch noch bei der Anfüllung von zwei Abtheilungen über Wasser halten. Bei Kriegsschiffen geht man mit dieser Zahl noch höher, so daß bei einzelnen sich bis zu sechs Abtheilungen füllen können, bevor ein Sinken zu befürchten steht. Ueberhaupt hat man gerade bei Kriegsschiffen die Theilung sehr weit getrieben, und die Fälle sind nicht selten, daß Panzerschiffe 60 bis 90 Abtheilungen im Innern und 30 bis 40 Abtheilungen in dem Doppelboden haben, denn daß auch eine Theilung des Doppelbodens einen günstigen Einfluß bei etwaigem Leckwerden der Außenhaut ausüben muß, bedarf keiner weiteren Auseinandersetzung.

In dem Vorstehenden ist stillschweigend vorausgesetzt, daß die fraglichen wasserdichten Wände bis an das oberste Deck reichen, es genügt nicht, sie etwa nur bis zur geladenen Wasserlinie gehen zu lassen, denn in diesem Falle würden sie, wenn das Schiff durch Wassereintritt tiefer eintaucht,

unfehlbar von dem in die Abtheilung eintretenden Wasser überfluthet werden, und die Anfüllung der übrigen Schiffsräume nicht hindern können. Wenn eine Aufführung der Schotten bis zum Oberdeck nicht möglich ist, so wird man die Abtheilungen wenigstens oberhalb durch wasserdichte Decks abschließen müssen, um dem besagten Ueberfließen des Wassers in die benachbarten Abtheilungen zu begegnen.

Ungünstiger liegen die Verhältnisse, wenn die Schiffswand nicht in dem mittleren Theile, sondern an einem Ende in der Nähe des Bugs oder Hecks ein Leck bekommt. Zwar pflegen die Abtheilungen daselbst, wie *A*, Fig. 460, immer beträchtlich kleiner zu sein, und daher wird bei der Füllung einer

Fig. 460.



solchen der durchschnittliche Tiefgang oder das Deplacement nur wenig größer werden, dagegen wird aber das Schiff eine starke Neigung gegen die Horizontale annehmen, und schnell der in der Figur punktirten Lage sich nähern, bei welcher das betreffende Schiffsende unter das Wasser taucht, und zwar um so eher, je länger das Schiff ist. Hier ist offenbar ein wasserdichter Abschluß der Abtheilungen besonders wichtig.

Fig. 461.

Aehnliche Bemerkungen lassen sich auch anführen in Bezug auf ein Schiff, welches durch Längsschotte *s s*, Fig. 461, abgetheilt ist. Hierbei wird die Anfüllung einer einseitig der Längsaxe gelegenen Abtheilung das Schiff zur Seite neigen, und ein Abschluß der Abtheilungen nach oben durch wasserdichte Decks ist unumgänglich nöthig.

Anmerkung. Bei den unterseeischen Fahrzeugen, wie sie für Kriegszwecke vorgeschlagen und ausgeführt sind, hat der Auftrieb des ganz ins Wasser getauchten Schiffes eine bestimmte, von der Tiefe, in welcher das Schiff schwimmt, ganz unabhängige Größe. Dieser Auftrieb ist nur von dem Deplacement abhängig, und es ist daher ohne Weiteres klar, daß ein Steigen oder Sinken des Schiffes nur durch Vergrößerung bezw. Verkleinerung des Schiffsvolumens herbeigeführt werden kann, was etwa mittelst eines Behälters erreichbar ist, der mit comprimirter Luft gefüllt ist und welcher daher ungefähr in der Weise wie die Schwimmblase des Fisches functionirt.

Zur Feststellung und Bezeichnung der Tragfähigkeit bedient man sich verschiedener Methoden. In der Regel pflegt man die Größe oder Tragfähig-

keit in Tonnen anzugeben, welches Maß indessen je nach der angewandten Meßmethode eine sehr verschiedene Bedeutung hat. Bald bedeutet eine Tonne ein bestimmtes Gewicht, bald ein gewisses Volumen, bald auch nur eine ganz willkürlich festgesetzte Größe. Man kann der Hauptsache nach folgende Maße unterscheiden.

Die Deplacementstonne ist das Gewicht eines Cubikmeters Wasser, also 1000 kg, und es bestimmt sich daher hiernach der Tonnengehalt eines Schiffes durch die Anzahl der Cubikmeter, welche von dem Schiffe im Zustande seiner größten Eintauchung verdrängt werden. Die Angabe der Größe eines Schiffes in Deplacementstonnen bezieht sich daher auf das Totalgewicht des Schiffes. Diese Meßmethode wird vorzüglich für Kriegsschiffe gebraucht, welche annähernd immer bis zu derselben Tiefe eintauchen, während sie für Handelsschiffe, bei denen der Tiefgang und also das Deplacement je nach den Umständen sehr verschieden ausfallen, wenig angewandt wird.

In neuerer Zeit haben sich die meisten Staaten für die Bestimmung der Schiffsgröße in sogenannten Registertonnen entschieden, und es wird dieses Maß auch der Gebührenberechnung für die den Suezcanal passirenden Schiffe zu Grunde gelegt. Eine Registertonne bedeutet einen Rauminhalt von 100 engl. Cubikfußen oder 2,832 Cubikmetern. Behufs der Bestimmung ermittelt man durch genaue Messung den ganzen Cubikinhalt des Schiffsraumes sammt allen an Deck befindlichen Deckshäusern, und nennt diesen in solchen Tonnen ausgedrückten Inhalt den Registertonnengehalt des Schiffes. Bei Kauffahrteischiffen unterscheidet man einen Brutto- und Nettotonnengehalt, indem man unter letzterem den Rest versteht, welcher verbleibt, wenn man vom Bruttotonnengehalte den Inhalt aller derjenigen Räume abzieht, welche nicht zur Beförderung von Gütern oder Personen dienen, also die Wohnräume der Mannschaft, die Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume ꝛc. Ebenso wie man das Deplacement eines Schiffes mit Hülfe eines Völligkeitscoefficienten aus der Länge, Breite und dem Tiefgange bestimmen kann, läßt sich auch der räumliche Inhalt des Schiffes aus der Länge l, größten Breite b und der Höhe h des Schiffes in der Mitte zwischen Oberdeck und Kieloberkante durch

$$R = \tau b l h$$

annähernd bestimmen. Hierin ist τ ein Coefficient, welcher für gewöhnliche Segelschiffe etwa zu 0,70, für Dampfschiffe und Clipper (d. h. scharf gebaute, schnellgehende Segelschiffe, deren Länge gleich der fünf- bis sechsfachen Breite zu sein pflegt) zu 0,65 bis 0,68 und für kleinere Fahrzeuge, wie Yachten, zu 0,45 bis 0,50 anzunehmen ist.

Nach einer älteren englischen, auch jetzt wohl noch üblichen Meßmethode

(Builders' old measurement) wurde der Gehalt T in englischen Tonnen à 2240 engl. Pfund = 1016 kg nach der Regel

$$T = \frac{(l - 0{,}6\,b)\,b^2}{188}$$

bestimmt, welche Formel annähernd das Deplacement für Schiffe ergiebt, bei denen die Länge $l = 4\,b$, der mittlere Tiefgang etwa gleich der halben Breite und der Völligkeitscoefficient etwa $^1/_2$ war, wie diese Verhältnisse früher bei den Seeschiffen üblich waren.

§. 100. **Stabilität der Schiffe.** Schwimmt ein Schiff im stillen Wasser frei, d. h. wirken außer der Schwere und dem Auftriebe des Wassers keine äußeren Kräfte auf das Schiff, so ist das Gewicht des verdrängten Wasservolumens V oder des Deplacement gleich dem gesammten Gewichte G des Schiffes, und der Schwerpunkt S des letzteren liegt mit dem Schwerpunkt D des verdrängten Wassers in derselben Verticallinie. Diese Verticale, die sogenannte Schwimmaxe (s. auch Thl. I, Abschnitt VI, Cap. 2) wird wegen der symmetrischen Form aller Schiffe in die Symmetrieebene hineinfallen, wenn vorausgesetzt ist, daß auch die Ladung gleichmäßig zu beiden Seiten gestaut ist. Als Schwimmebene gilt in dieser Lage des Schiffes die dem betreffenden Tiefgange zugehörige Wasserlinie. Dieselbe sei für die aufrechte Schiffslage in Fig. 462 mit WL bezeichnet, S sei der Schwerpunkt des Schiffes, D derjenige des Deplacements, die Entfernung beider sei $DS = e$. Bei Schiffen wird der Schwerpunkt S im Allgemeinen oberhalb des Deplacementsschwerpunktes liegen. Denkt man auf das Schiff in F eine horizontale Kraft P, etwa den Druck des Windes, wirkend, so wird das Schiff eine gewisse Neigung annehmen, bis es eine neue Gleichgewichtslage erreicht hat, und um ein Maß für die Stabilität zu erlangen, hat man das Kraftmoment zu bestimmen, welches beim Aufhören der Kraft P das Schiff in die aufrechte Lage zurückzudrehen strebt.

In der neuen Gleichgewichtslage soll die Wasserlinie durch $W_1 L_1$ dargestellt sein, φ soll den Winkel LOL_1 bedeuten, um welchen sich das Schiff gedreht hat. Auf letzteres wirken nunmehr außer dem im Schwerpunkte S angreifenden Gewichte G und der Seitenkraft P noch eine gleichfalls horizontale Kraft $-P$, welche durch den Widerstand dargestellt ist, den das Wasser einer seitlichen Verschiebung des Schiffes entgegensetzt, und außerdem der vertical gerichtete Auftrieb des verdrängten Wassers V, dessen Gewicht $V\gamma$ nach wie vor genau gleich G sein muß. Dieser Auftrieb hat seine Lage bei der Drehung geändert und ist jetzt durch den Schwerpunkt D_1 des nunmehrigen Deplacements vertical aufwärts gerichtet. Die vier in S, F, E und D_1 wirkenden Kräfte bilden daher zwei entgegengesetzt drehende Kräfte-

paare, deren Momente für die Gleichgewichtslage gleich sein müssen, daher hat man:

$$Ph = Gc,$$

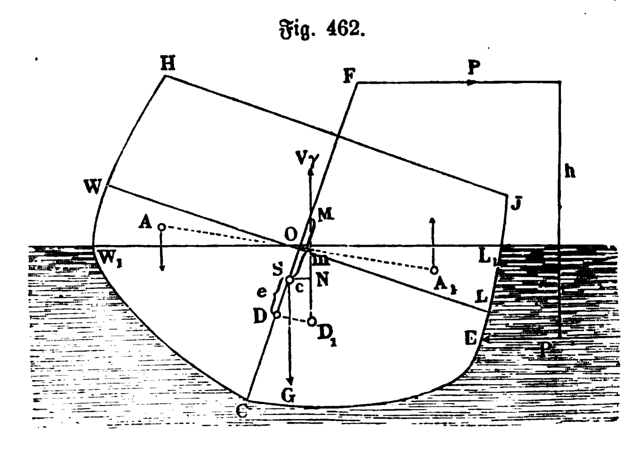
wenn mit h der verticale Abstand zwischen F und E und mit c der horizontale Abstand SN zwischen S und D_1 bezeichnet wird. Das Moment Gc, welches als das Maß für die Stabilität des Schiffes angesehen werden kann, möge kurz das Stabilitätsmoment heißen, dasselbe ist offenbar, da G das constante Schiffsgewicht ist, lediglich abhängig von dem horizontalen Abstande $SN = c$. Dieser Abstand c ändert sich im Allgemeinen mit der Größe des Neigungswinkels φ, mit zunehmender Neigung φ wird c zunächst größer und dann wieder kleiner, die Art und Weise dieser Aenderung hängt wesentlich von der Form des Schiffes ab.

Es ist hieraus zunächst ersichtlich, daß die Stabilität Null wird für $SN = c = 0$; d. h. wenn S mit dem Durchschnittspunkte M zusammenfällt. Dies kann eintreten, entweder wenn der Schwerpunkt S des Schiffes nach M emporrückt, oder wenn der Durchschnitt M des Auftriebes $V\gamma$ bis nach S herunterrückt. In jedem Falle würde dann die Grenze der Stabilität erreicht sein, und das Schiff würde durch die geringste Vergrößerung von P zum Umschlagen oder Kentern gebracht werden. Damit dieser Fall nicht eintreten kann, gilt daher die Bedingung, daß c immer größer als Null ist, oder mit anderen Worten, daß der Schwerpunkt S des Schiffes in jeder Lage des letzteren unterhalb desjenigen Durchschnittspunktes M gelegen sein muß, in welchem der jeweilige Auftrieb die Symmetrieebene des Schiffes trifft. Dieser Durchschnittspunkt fixirt also die höchste, mit der Stabilität noch vereinbare Lage, welche der Schwerpunkt des Schiffes haben darf, aus welchem Grunde dieser Durchschnittspunkt das Metacentrum, und die Höhe $MS = m$ desselben über dem Schwerpunkte die metacentrische Höhe genannt wird. Das Metacentrum eines Schiffes ist im Allgemeinen keineswegs ein fester Punkt desselben, sondern es verändert seine Lage mit veränderter Neigung fortwährend, nur bei einem Schiffe, welches die Form eines horizontalen Umdrehungskörpers hat (wie z. B. bei den sogenannten Nadelbooten), liegt, wie leicht zu ersehen, das Metacentrum stets in der Axe des Umdrehungskörpers. Wenn man nun doch schlechtweg von dem Metacentrum eines Schiffes und dessen metacentrischer Höhe spricht, so meint man damit dasjenige Metacentrum, welches einer sehr geringen Drehung φ des Schiffes aus seiner aufrechten Lage zugehört, und man kann mit hinreichender Annäherung annehmen, daß dieses so definirte Metacentrum bei den gebräuchlichen Schiffsformen auch bei Neigungen von 10 bis 15° nach jeder Seite der mittleren Lage seinen Ort nicht merklich ändert. Da die Neigungen der gewöhnlichen Segelschiffe meist noch innerhalb der angegebenen Grenzen verbleiben, so wird man dabei die Größe des

Abstandes $SN = c$ durch $c = MS . sin \varphi = m sin \varphi$ ausdrücken können, und es folgt hieraus, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die metacentrische Höhe m ebenfalls als ein Maß zur Vergleichung der Stabilität von Schiffen angesehen werden kann. Es ist einleuchtend, daß für größere Schiffsneigungen sowohl wie für außergewöhnliche Schiffsverhältnisse das wirkliche Metacentrum für jede Lage bestimmt werden muß, indem man durch Construction (s. Thl. I, Anhang, Graph. Statik) oder durch Rechnung (Simpson'sche Regel, Thl. I) den Schwerpunkt D_1 des betreffenden Deplacements bestimmt, wodurch das gesuchte Metacentrum in der durch diesen Schwerpunkt gehenden Verticallinie gefunden wird.

Für eine sehr kleine Neigung φ des Schiffes kann man das Metacentrum wie folgt bestimmen. Bezeichnet man die Breite des Schiffes in der Wasserlinie WL der aufrechten Lage mit $WL = b$, Fig. 462, so wird bei einer sehr kleinen Drehung φ auf der einen Seite ein keilförmiges Stück LOL_1

Fig. 462.



neu in das Wasser getaucht, während auf der anderen Seite das Keilstück WOW_1 aus dem Wasser gehoben wird. Diese beiden Keilstücke müssen gleiches Volumen ΔV haben, da das neue Deplacement $W_1 C L_1$ genau gleich dem vorherigen $WCL = V$ ist. Wenn nun D der Schwerpunkt des Deplacements in der aufrechten Schiffslage, und D_1 der Schwerpunkt des nunmehrigen Deplacements ist, so kann man die Verschiebung DD_1 folgendermaßen bestimmen. Der Auftrieb $V\gamma$ des Schiffes in der geneigten Lage kann angesehen werden als die Mittelkraft aus dem in D vertical aufwärts wirkenden Auftriebe $V\gamma$ des Volumens WCL, vermehrt um den Auftrieb $\Delta V\gamma$ des neu eingetauchten Keiles LOL_1 und vermindert um den ebenso großen Auftrieb $\Delta V\gamma$ des ausgehobenen Keiles WOW_1, welche beiden letzteren Kräfte in den Schwerpunkten A und A_1 dieser keilförmigen

Räume wirkend zu denken sind. Hieraus folgt zunächst, daß die Verschiebung DD_1 des Deplacementsschwerpunktes parallel zu AA_1 ausfallen muß, und man erhält aus der Gleichheit der Momente in Bezug auf den Schwerpunkt D_1 für die Schwerpunktsverschiebung die Gleichung:

$$\frac{\varDelta V . AA_1}{V} = DD_1 = MD . \varphi.$$

Um nun die Größen $\varDelta V$ und die Entfernung AA_1 zu bestimmen, sei an einer beliebigen Stelle das Schiff durch zwei unendlich nahe liegende Querschnittsebenen zerschnitten gedacht, deren Abstand ∂l sein möge. Diese Ebenen schneiden aus den beiden Keilen $\varDelta V$ zwei Stücke heraus, von denen jedes die Größe

$$\frac{1}{2} \frac{b}{2} \frac{b}{2} \varphi . \partial l = \partial l \frac{b^2}{8} \varphi$$

hat, wenn mit $b = WL$ die Breite des Schiffes in der Originalwasserlinie an der gedachten Stelle bezeichnet wird. Die Entfernung der Schwerpunkte A und A_1 dieser Elemente von der Mitte O ist wegen der Dreiecksform

$$OA = OA_1 = \frac{2}{3} \frac{b}{2} = \frac{b}{3};$$

daher

$$AA_1 = \frac{2b}{3}$$

und somit das Moment der beiden keilförmigen Elemente gleich

$$\partial l \frac{b^2}{8} \varphi \frac{2b}{3} = \frac{\partial l . b^3}{12} \varphi.$$

Denkt man diese Werthe für alle die unendlich vielen streifenförmigen Stücke summirt, in welche das Schiff seiner ganzen Länge nach durch Querebenen zerlegt werden kann, so erhält man offenbar

$$\Sigma \frac{\partial l . b^3}{12} \varphi = J\varphi,$$

wenn unter J das Trägheitsmoment der Schwimmebene WL in Bezug auf die durch die Mitte O gehende Längenaxe verstanden wird. Setzt man daher diesen Werth $J\varphi$ für $\varDelta V . AA_1$ ein, so erhält man

$$DD_1 = MD . \varphi = \frac{J\varphi}{V},$$

also

$$MD = \frac{J}{V},$$

und folglich die metacentrische Höhe

$$m = MS = \frac{J}{V} - e.$$

Das Stabilitätsmoment $Gc = V\gamma.c$ des Schiffes bestimmt sich daher zu

$$V\gamma.c = V\gamma.m\varphi = (J - Ve)\gamma\varphi,$$

welcher Werth streng genommen zwar nur für eine sehr kleine Größe von φ gilt, bei den gewöhnlichen Schiffsformen indeß auch noch für Ausschlagswinkel bis zu 10 und selbst 15° nach jeder Seite hin als nahezu richtig angenommen werden kann.

Nach dem Vorstehenden ist es nun leicht, gewisse Fragen über den Einfluß der Massenvertheilung im Innern des Schiffes auf dessen Stabilität zu entscheiden. Sieht man die metacentrische Höhe $m = \frac{J}{V} - e$ als das Maß der Stabilität an, so erkennt man zunächst, daß die letztere um so größer ausfällt, je tiefer der Schwerpunkt S gelegen ist. Würde dieser Schwerpunkt S etwa unter demjenigen D des Deplacements gelegen sein, so hätte man e als negative Größe in Rechnung zu stellen und erhielte in diesem Falle $m = \frac{J}{V} + e$. Hieraus erkennt man auch sogleich die Nothwendigkeit, bei ungenügender Ladung des Schiffes den Schwerpunkt desselben durch Einnahme von Ballast in den untersten Theil des Schiffsraumes möglichst tief zu legen. Ebenso ersieht man, wie die Stabilität eines Schiffes sich vergrößert, wenn ein gewisser Theil der Belastung aus einer höheren in eine tiefere Lage gebracht wird, z. B. wenn die Raaen und sonstigen zur Takelage gehörenden Theile eines Schiffes herabgelassen werden, während eine Erhebung einzelner Theile die Stabilität vermindert, indem hiermit eine Erhebung des Schiffsschwerpunktes S verbunden ist.

Wenn ein Schiff von bestimmter Ladung und also bestimmtem Deplacement eine weitere Belastung erfährt, so richtet sich der Einfluß dieser zusätzlichen Belastung auf die Stabilität ganz nach der Höhenlage, in welcher die neue Belastung untergebracht wird. Denkt man sich zunächst eine bestimmte zusätzliche Belastung Q werde auf das Schiff gebracht, so wird dasselbe um eine gewisse Größe τ tiefer als vorher eintauchen, derartig, daß das Gewicht des neu verdrängten Wasserkörpers von der Grundfläche W der Wasserlinie und von der Dicke τ genau gleich Q ist. Wenn nun diese Last Q im Schiffe so untergebracht wird, daß ihr Schwerpunkt in gleicher Höhe mit dem Schwerpunkte dieses gedachten neu verdrängten Wasserkörpers liegt, so werden der Auftrieb des letzteren und das Gewicht Q als zwei gleiche, in demselben Punkte entgegengesetzte Kräfte sich aufheben und ohne Einfluß auf die Stabilität des Schiffes sein, so lange wenigstens, als die Neigung desselben innerhalb mäßiger Grenzen verbleibt. Man erkennt aber sogleich, daß eine Unterbringung der zusätzlichen Last unterhalb der Wasserlinie das Stabilitätsmoment erhöhen muß, während eine Placirung der Last oberhalb der Wasserlinie die Stabilität verringert. Ebenso wird umgekehrt

durch Wegnahme einer Last unterhalb der Wasserlinie die Stabilität verkleinert, während sie vergrößert wird, wenn eine oberhalb der Wasserlinie gelegene Last beseitigt wird.

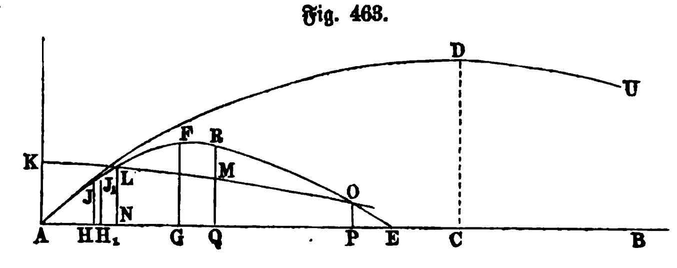
Die Stabilität eines Schiffes kann unter Umständen auch durch in den Schiffsraum eingedrungenes Wasser vergrößert werden, vorausgesetzt, daß dieses Wasser den betreffenden Raum gänzlich erfüllt, so daß es beim Schwanken des Schiffes nicht von einer Seite zur anderen fließen kann, sondern wie ein starrer Körper die Lage seines Schwerpunktes beibehält. In solcher Weise pflegt man zuweilen Wasser als Ballast einzunehmen, wozu sich namentlich die untersten Abtheilungen des etwa vorhandenen doppelten Bodens eignen (s. §. 97). Wenn dagegen in Folge eingetretenen Leckwerdens eine wasserdichte Abtheilung des Schiffes gänzlich gefüllt ist, so ist dadurch die Schwimmebene um die Grundfläche dieser gefüllten Abtheilung geringer geworden und daher auch das Trägheitsmoment J und die Höhe $MD = \frac{J}{V}$ verkleinert. Dagegen ist durch die nunmehrige tiefere Eintauchung der Schwerpunkt D des Deplacements relativ gegen S gehoben, daher auch der Subtrahend e in $m = \frac{J}{V} - e$ verringert ist. Welcher von diesen beiden in entgegengesetztem Sinne auf die Stabilität wirkenden Einflüssen der vorwiegende ist, wird daher von den besonderen Schiffsverhältnissen abhängen.

Aus der Formel $m = \frac{J}{V} - e$ folgt ferner, daß bei denselben Werthen von V und e die metacentrische Höhe m um so größer ausfällt, je größer das Trägheitsmoment J der Schwimmfläche ist, daher die Stabilität um so größer werden muß, je größer die Schiffsbreite b im Vergleich zur Länge ist, indem das Trägheitsmoment J mit der Breite b im cubischen, mit der Länge l aber nur im einfachen Verhältnisse zunimmt. Ein Schiff mit großer metacentrischer Höhe, welches also wegen des bedeutenden Stabilitätsmomentes mit großer Kraft in die aufrechte Lage zurückzukehren strebt, heißt ein steifes Schiff, während man im Gegensatze unter einem ranken Schiffe ein solches mit kleiner metacentrischer Höhe versteht. Man hat hierbei wohl den Unterschied zwischen der Steifheit und der Stetigkeit der Schiffe zu bemerken, indem man unter der Stetigkeit die Eigenschaft versteht, vermöge deren ein Schiff auf bewegter See verhältnißmäßig nur wenig in Schwingungen versetzt wird. Es wird sich in der Folge zeigen, daß gerade die steifsten Schiffe am wenigsten stetig sind, indem sie den heftigsten und schnellsten Schwingungen ausgesetzt sind, während die ranken Schiffe meistens durch sanften und ruhigen Gang sich auszeichnen.

Von der Stabilität eines Schiffes pflegt man sich häufig durch eine graphische Darstellung, durch die sogenannte Stabilitätscurve, eine An-

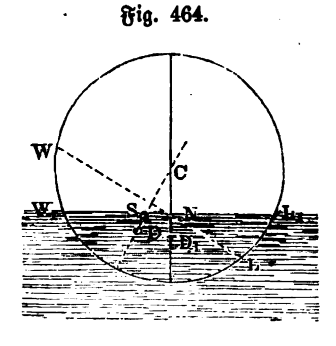
schauung zu verschaffen. Diese Curve erhält man, wenn man auf einer Abscissenaxe AB, Fig. 463, deren Abstände von A aus den Neigungswinkeln des Schiffes proportional annimmt und die Ordinaten wie HJ

Fig. 463.



proportional dem Stabilitätsmomente, d. h. also dem Abstande $c = SN$, Fig. 462, aufträgt. Man erkennt aus der Figur, daß das Stabilitätsmoment bei der durch AG dargestellten Neigung des Schiffes einen größten Werth annimmt, welcher durch die Ordinate GF nach dem für die Momente gewählten Maßstabe dargestellt ist. In dem Durchschnittspunkte E der Stabilitätscurve mit der Axe AB erreicht die Stabilität den Werth Null, und deswegen pflegt man wohl die zugehörige Abscisse AE, d. h. die durch dieselbe ausgedrückte Neigung, als die Grenze der Stabilität zu bezeichnen. Um diese Curve zu construiren, hat man für jedes Schiff für eine hinreichende Anzahl von Schiffsneigungen den Arm $SN = c$ des Stabilitätsmomentes durch Zeichnung und Rechnung zu ermitteln, da für größere Neigungswinkel die oben entwickelte Formel für die metacentrische Höhe nicht gültig ist. Der Verlauf der Stabilitätscurven hängt natürlich wesentlich von der Schiffsform, insbesondere von der größeren oder geringeren Breite, von der Höhe des Freibords u. s. w. ab.

Fig. 464.



Für ein Nadelboot zum Beispiel, d. h. ein Schiff mit kreisförmigem Querschnitte, Fig. 464, ist, wie leicht zu erkennen, der Mittelpunkt C für jede Neigung des Schiffes das Metacentrum, und der Arm $SN = c$ des Stabilitätsmomentes ist daher proportional mit dem Sinus des Neigungswinkels φ. Die demgemäß in Fig. 463 gezeichnete Stabilitätscurve ADU giebt das Maximum der Stabilität CD bei einer Neigung $AC = 90^0$, während die Grenze der Stabilität erst bei einem Winkel von 180^0 erreicht wird.

Die Stabilitätscurve giebt in dem zwischen ihr und der Abscissenaxe AB eingeschlossenen Flächenraume gleichfalls ein Maß für die **mechanische Arbeit**, welche erforderlich ist, um dem Schiffe eine bestimmte Neigung zu ertheilen, wie man in folgender Art erkennt. Wenn für eine gewisse durch AH, Fig. 463, dargestellte Neigung φ des Schiffes das Stabilitätsmoment Gc durch die Ordinate HJ ausgedrückt ist, so gehört zu einer weiteren unendlich kleinen Neigung um $\partial \varphi = HH_1$ eine Arbeit $Gc . \partial \varphi$, welche offenbar durch den unendlich schmalen Flächenstreifen HJJ_1H_1 dargestellt ist. Um daher das Schiff aus der **aufrechten** Lage in A, wo das Stabilitätsmoment gleich Null ist, in die Lage H zu versetzen, in welcher die Neigung durch AH und das Stabilitätsmoment durch HJ ausgedrückt ist, wird eine mechanische Arbeit nöthig sein, für welche die Fläche $AJHA$ als Maß angesehen werden kann. Man nennt die mechanische Arbeit, welche zur Erzeugung einer gewissen Neigung des Schiffes erforderlich ist, wohl die **dynamische Stabilität** desselben. Die Größe dieser Arbeit kommt vorzugsweise in Betracht, wenn es sich darum handelt, die Schiffsneigung zu bestimmen, welche durch eine momentan wirkende Kraft, z. B. durch einen Windstoß, erzeugt wird. Bezeichnet man wieder mit P den horizontalen Druck des Windes gegen die Segel und mit h den senkrechten Abstand des Winddruckes von dem gleichen und entgegengesetzten Widerstande, den das Wasser dem seitlichen Fortschieben des Schiffes entgegensetzt, ist also Ph das neigende Moment des Winddruckes, so wird demselben nach dem Vorstehenden durch das Stabilitätsmoment Gc gerade das Gleichgewicht gehalten, wenn man voraussetzt, daß der Winddruck ein stetiger ist. Anders stellt sich die Sache bei einem stoßweisen Auftreten des Windes. Um diese Wirkung zu untersuchen, ist zunächst zu bemerken, daß das Moment des Winddruckes bei gleichbleibender Intensität des Windes mit der Neigung des Schiffes veränderlich ist. Denn, wenn P den Winddruck gegen die Segel in der aufrechten Schiffslage bedeutet, so kann man denselben, wenn die Segelflächen für die Rechnung als Ebenen angenommen werden, bei einer Schiffsneigung φ gleich $P \cos \varphi$ setzen, und da dann der Hebelarm durch $h \cos \varphi$ gegeben ist, so darf man das neigende Moment des Winddruckes allgemein zu $P h \cos^2 \varphi$ voraussetzen. Denkt man sich diesem Ausdrucke gemäß in Fig. 463 die Windcurve KO eingetragen, d. h. diejenige Linie, deren Ordinaten wie NL das **Moment des Winddruckes** bei der der Abscisse AN zugehörigen Schiffsneigung darstellen, so erhält man ein anschauliches Bild von dem ganzen Vorgange.

Während nämlich durch einen **stetig wirkenden** Wind das Schiff in einer Neigung erhalten wird, welche durch die Abscisse AN dargestellt ist, für welche die Ordinaten der Stabilitätscurve ALO und der Windcurve KLO gleiche Größe NL haben, so wird ein **plötzlicher Windstoß**, welcher das

aufrechte Schiff trifft, dasselbe viel weiter neigen, und zwar bis zu einer Neigung AQ, für welche die Arbeit der Stabilität, d. h. die Fläche $ALRQA$ gerade gleich der Arbeit des Winddruckes oder der Fläche $AKLMQA$ ist. Im Allgemeinen wird der in Folge des Windstoßes erzeugte Ausschlagswinkel etwa doppelt so groß ausfallen, als der durch den stetigen Druck eines gleich starken Windes erzeugte. Natürlich werden in Folge des Windstoßes Schwingungen des Schiffes eintreten, worüber in dem Folgenden Näheres angegeben wird.

Bei den vorstehenden Betrachtungen war immer eine Neigung querschiffs, d. h. eine Drehung des Schiffes um eine horizontale Längsaxe vorausgesetzt. Ganz analoge Bemerkungen lassen sich auch hinsichtlich der Schiffsneigungen längsschiffs, d. h. der Drehungen um eine horizontale Queraxe anstellen. Der Schwerpunkt des Deplacements liegt natürlich auch in der Längsaxe genau unter dem Schwerpunkte des Schiffes, und man wird daher in der Vertheilung der Lasten längsschiffs ein Mittel in der Hand haben, den Bug des Schiffes ebenso tief eintauchen zu lassen, als das Heck. Ist dieses nicht der Fall, so nennt man das Schiff steuerlastig oder achterlastig, wenn der Hintersteven tiefer eintaucht als der Vordersteven, und versteht unter Steuerlastigkeit die Differenz der Eintauchungstiefen, im entgegengesetzten Falle heißt das Schiff wohl auch kopflastig. Meistens pflegt man die Schiffe etwas steuerlastig zu beladen.

Durch den Druck der Segel eines vor dem Winde segelnden Schiffes kann das letztere eine Drehung um eine Queraxe annehmen, in Folge deren die Neigung des Kieles sich ändert. Diese Längsneigungen werden jedoch immer nur unbedeutend sein wegen der im Verhältniß zur Schiffsbreite immer beträchtlichen Länge. Wenn man nämlich auch in Bezug auf diese Neigungen längsschiffs von einem Metacentrum spricht, so liegt das letztere bedeutend höher, als das oben besprochene Querschiffsmetacentrum, denn auch hier gilt für die metacentrische Höhe m_1 die obige Formel

$$m_1 = \frac{J_1}{V} - e,$$

worin indessen unter J_1 nunmehr das Trägheitsmoment der Schwimmebene bezogen auf die betreffende Queraxe zu verstehen ist. Da dieses Trägheitsmoment immer viel bedeutender als das auf die Längsaxe bezogene ist, so fällt auch m_1 immer beträchtlich größer aus als m. Während die metacentrische Höhe m für seitliche Schiffsneigungen meist nur 1 bis 2 m beträgt, liegt das Längsschiffsmetacentrum oft mehr als 100 m über dem Schiffsschwerpunkte. Der Neigungswinkel des Schiffes in dieser Hinsicht wird daher immer viel kleiner sein, als die Neigung querschiffs, was aber bei der die Schiffsbreite bedeutend übertreffenden Länge des Schiffes nicht hindert, daß der Bug desselben oft beträchtlich unter Wasser getaucht wird.

§. 101. Schiffsschwingungen. Wenn ein Schiff durch eine äußere Kraft aus seiner aufrechten Gleichgewichtslage gebracht ist, so wird es nach dem Wegfalle dieser Kraft in Folge des Auftriebes in seine Gleichgewichtslage nicht nur zurückkehren, sondern sich über dieselbe hinaus bewegen und wie ein Pendel in Schwingungen gerathen. Diese Schwingungen können haupt-

sächlich dreifacher Art sein, entweder sie bestehen in einem verticalen Auf- und Niedersteigen, dem sogenannten Steigen, oder in einem seitlichen Schwanken um eine horizontale Längenaxe des Schiffes, dem Schlingern oder Rollen, oder endlich in einem Schwanken um eine horizontale Queraxe, dem sogenannten Stampfen, vermöge dessen die Enden des Schiffes, Bug und Heck, abwechselnd sich heben und senken. Von diesen Schwingungen sind besonders die beiden letztgenannten, das Rollen und Stampfen, für die Sicherheit und den Gang der Schiffe von Bedeutung. Ganz besonders werden diese Schwingungen durch den Wellenschlag einer bewegten See vergrößert, so daß durch den Einfluß von Wind und Wellen unter Umständen selbst ein Umschlagen oder Kentern eintreten kann. Es möge im Folgenden zunächst von dem Einflusse der Wellen abgesehen, und ein ruhiges Wasser vorausgesetzt werden.

Für alle oben gedachten Schwingungen gelten die in Thl. I, Anhang, gefundenen Regeln für die Schwingung von Körpern unter Einfluß einer beschleunigenden Kraft, deren Größe mit dem durchlaufenen Wege proportional ist. Denkt man sich zunächst durch eine verticale Kraft, etwa die Componente eines geneigten Windes, das Schiff um eine gewisse Tiefe x unter die normale Wasserlinie eingetaucht, so ist der Auftrieb des Schiffes, welcher vorher gerade gleich dem Gewichte G derselben war, um $Wx\gamma$ vermehrt, wenn W das Areal der Wasserlinie ist, und man annimmt, daß diese Fläche innerhalb des geringen Betrages von x nicht wesentlich sich ändert. In Folge dessen ist die verticale Beschleunigung p des Schiffes durch

$$p = \frac{Wx\gamma}{G} g = \frac{Wg}{V} x = \mu x$$

gegeben, wenn man $\mu = \frac{W}{V} g$ setzt, folglich bestimmt sich die Zeit einer einfachen Verticalschwingung zu

$$t = \frac{\pi}{\sqrt{\mu}} = \pi \sqrt{\frac{V}{Wg}} = \pi \sqrt{\frac{\varphi}{\lambda} \frac{t}{g}},$$

wenn $\varphi = \frac{V}{blt}$ und $\lambda = \frac{W}{bl}$ die Völligkeitscoefficienten des Deplacements und bezw. der Wasserlinie sind.

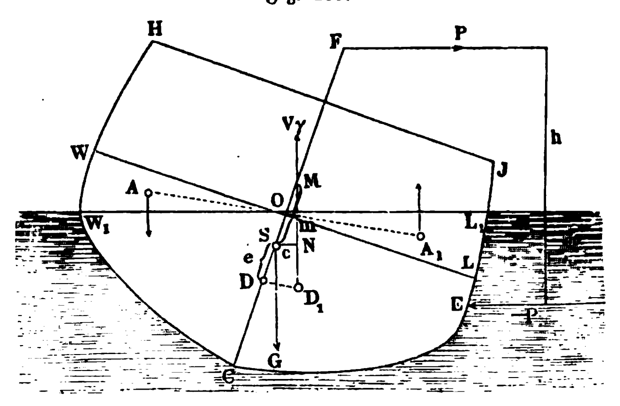
Was das Schlingern oder Rollen des Schiffes, d. h. die Schwingung um eine horizontale Längenaxe anbetrifft, so ist diese Bewegung wie diejenige eines materiellen Pendels zu betrachten, welches um eine durch den Schwerpunkt S, Fig. 465 (a. f. S.), gehende horizontale Axe schwingt, und welches in dem Metacentrum M von der dem Gewichte G gleichen Kraft des Auftriebes $V\gamma$ bewegt wird. Betrachtet man das Schiff als ein in S unter-

stütztes materielles Pendel, so ist die Länge r desselben nach Thl. I, Absch. V, Cap. 4 durch

$$r = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Statisches Moment}} = \frac{T\gamma}{V\gamma . m} = \frac{T}{J - Ve}$$

gegeben, wenn T das Trägheitsmoment des Schiffes in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt S gehende Längsaxe bedeutet. Folglich ergiebt sich

Fig. 465.



die Zeitdauer einer einfachen Schwingung des Schiffes von der äußersten Lage einerseits bis zur äußersten Lage auf der anderen Seite durch die bekannte Formel

$$t = \pi \sqrt{\frac{r}{g}} = \pi \sqrt{\frac{T}{g(J - Ve)}} = 1{,}003 \sqrt{\frac{T}{J - Ve}},$$

wenn man von dem Widerstande absieht, welchen das Wasser der schwingenden Bewegung des Schiffes entgegensetzt. Dieser Widerstand ist zwar nicht unbedeutend, indessen wird durch denselben, wie die hierüber angestellten Beobachtungen ergeben haben, die Schwingungszeit nur unbeträchtlich vergrößert, während die Abnahme der Schwingungsweite um so beträchtlicher ist, je größer der gedachte Widerstand im Vergleich zu dem Trägheitsmomente des Schiffes ist. Je größer das letztere ist, desto schwerer wird das Schiff zwar in Schwingungen versetzt werden, desto länger werden dieselben aber auch andauern, nachdem die die Schwingung erzeugende Ursache aufgehört hat, zu wirken. Es muß bemerkt werden, daß nicht nur der Widerstand des Wassers einen beruhigenden Einfluß auf die Schwingungen eines Schiffes ausübt, sondern bei getakelten Schiffen ein beträchtlicher Einfluß auf den Ausschlag der Schiffe auch durch den Widerstand ausgeübt wird, welchen die Segel bei dem schnellen Hin- und Herbewegen in der Luft finden.

Aus der oben angeführten Gleichung für die Länge eines mit dem Schiffe isochron schwingenden mathematischen Pendels

$$r = \frac{T}{Vm}$$

ergiebt sich ohne Weiteres, warum ein großes Stabilitätsmoment $V\gamma m$, oder eine große metacentrische Höhe m, eine verhältnißmäßig kleine Pendellänge zur Folge hat, aus welcher wiederum eine kurze Schwingungsdauer t, d. h. eine heftige Rollbewegung des Schiffes resultirt. Hieraus erklärt sich die schon im vorhergehenden Paragraphen angedeutete Erscheinung, daß die steifsten Schiffe in der Regel die am wenigsten stetigen sind, während ranke Schiffe mit einer geringen metacentrischen Höhe m im Allgemeinen viel weniger heftigen Rollbewegungen unterworfen sind. Da die beiden Erforderniße, Stabilität und Stetigkeit, sich somit gewissermaßen ausschließen, so wird der Schiffsconstructeur daher in jedem Falle den Verhältnissen in diesen beiden Hinsichten entsprechend Rechnung tragen müssen.

Die mit Kriegsschiffen in ruhigem Wasser angestellten Schwingungsversuche*) bestätigen im Wesentlichen die vorstehenden theoretischen Schlußfolgerungen, und es schwankte dabei die natürliche Periode, d. h. die Dauer einer einfachen Schwingung zwischen 2,7 Secunden bei den amerikanischen Monitors mit 4,38 m metacentrischer Höhe und 8,9 Secunden bei englischen Panzerfregatten, deren Metacentrum nur 0,78 m über dem Schiffsschwerpunkte liegt. Die Erfahrung hat gezeigt, daß die Schiffe mit geringen natürlichen Perioden im Allgemeinen nicht nur am schnellsten, sondern auch am heftigsten rollen, wofür eine Erklärung sich aus dem im Folgenden über den Einfluß der Wellen auf die Rollbewegung Gesagten ergeben dürfte.

Aus dem gefundenen Ausdrucke für die Schwingungsdauer t folgt auch, daß die Vertheilung der Massen, also namentlich die Stauung der Ladung im Schiffe, nicht ohne Einfluß auf die Rollbewegung ist, indem eine solche Anordnung der Massen, mit welcher ein möglichst großes Trägheitsmoment T des Schiffes verbunden ist, d. h. also eine Unterbringung der Ladung in thunlichst großem Abstande von der Längenaxe, eine große Schwingungszeit t und damit weniger heftige Rollbewegungen zur Folge haben wird.

In Betreff der Stampfbewegungen, d. h. der längsschiffs erfolgenden Schwingungen des Schiffes um eine horizontale Queraxe, gelten ähnliche Bemerkungen, wie für das Schlingern. Auch diese Schwingungen sind wie diejenigen eines materiellen Pendels zu betrachten, für welches man die Länge des damit isochronen einfachen Pendels ebenfalls durch

$$r_1 = \frac{T_1}{V m_1} = \frac{T_1}{J_1 - Ve}$$

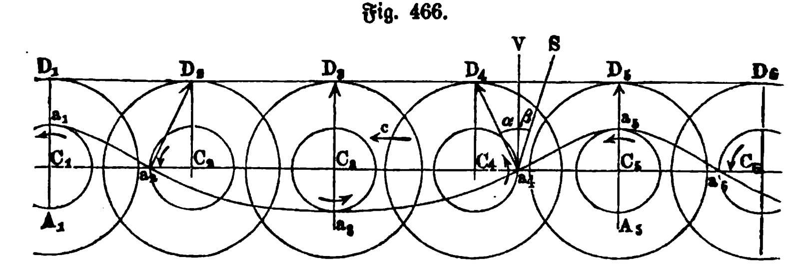
*) S. White, Handbuch für Schiffbau. Uebersetzt von O. Schlick und van Huellen, S. 121.

erhält, wenn T_1 das Trägheitsmoment des Schiffes in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende horizontale Queraxe und m_1 die metacentrische Höhe längsschiffs bedeutet. Die letztere ist, wie in dem vorhergehenden Paragraphen angeführt, immer bedeutend größer, als die metacentrische Höhe m für Seitenschwingungen, dagegen ist aber auch das Trägheitsmoment T_1 größer als dasjenige T; doch scheint bei den gewöhnlichen Schiffen der Einfluß der größeren metacentrischen Höhe vorzuherrschen, indem die hinsichtlich der Stampfbewegungen gemachten Beobachtungen gezeigt haben, daß die Schwingungsdauer derselben nur etwa $^1/_2$ bis $^3/_4$ von derjenigen der Rollbewegung beträgt. Für die Sicherheit eines Schiffes haben die Stampfbewegungen meistens nicht die Bedeutung, welche den Rollbewegungen beizumessen ist.

Auf die Größe der Schwingungen, d. h. die Ausschlagswinkel, ist außer den Widerständen, welche durch das Wasser und die Luft den Schwingungen dargeboten werden, und welche, wie bereits erwähnt, eine mäßigende Wirkung ausüben, insbesondere die Wellenbewegung des Wassers von dem größten Einflusse. Eine genaue Ermittelung dieses Einflusses durch theoretische Untersuchungen ist indessen nicht möglich, und es mögen im Folgenden nur einige Verhältnisse näher angedeutet werden, welche hinsichtlich der Beeinflussung der Schiffsschwingungen durch die Meereswellen besonders in Betracht kommen.

Nach dem in Thl. I, Anhang, über die Wellen Gesagten kann man sich eine Wasserwelle $a_1 a_2 a_3 \ldots$, Fig. 466, von der Länge $A_1 A_5 = l$ und

Fig. 466.



der Höhe $A_1 a_1 = h$ so vorstellen, als ob jedes Wassertheilchen a der Oberfläche sich in einem Kreise vom Halbmesser $CA = \frac{h}{2}$ bewegt, so zwar, daß die verschiedenen neben einander befindlichen Theile $a_1 a_2 a_3 \ldots$ sich von der verticalen Lage DC um verschiedene Winkel gedreht haben. Hierdurch nimmt der ursprünglich horizontale ebene Wasserspiegel eine Form an, deren Durchschnitt eine gestreckte Cycloide oder Trochoide ist, die man sich entstanden gedacht denken kann durch Abwälzung eines Kreises vom Halbmesser

$DC = R = \frac{l}{2\pi}$ auf einer Horizontalen $D_1 D_2 \ldots$, mit welchem Kreise ein beschreibender Punkt a im Abstande $Ca = \frac{h}{2}$ vom Mittelpunkte C verbunden ist. In derselben Weise nimmt auch jede unter der Oberfläche gelegene ursprünglich horizontale Wasserschicht die Form einer ähnlichen Fläche an, für welche der Halbmesser R des wälzenden Kreises derselbe bleibt, dagegen der Abstand r des beschreibenden Punktes nach einem bestimmten in Thl. I, Anhang, näher angegebenen Gesetze nach unten hin kleiner wird.

Wenn in Fig. 466 durch $a_1 a_2 a_3 \ldots$ eine solche Wellenfläche dargestellt ist, und mit w die für alle Wassertheilchen gleiche Winkelgeschwindigkeit bezeichnet wird, so erkennt man, wie jedes Wassertheilchen a von der Masse m außer durch die vertical abwärts wirkende Schwerkraft mg noch durch die radial auswärts wirkende Centrifugalkraft $m w^2 r$ angegriffen wird. Diese Centrifugalkraft wirkt in den Wellengipfeln a_1 und a_5 vertical aufwärts und verkleinert dort das Gewicht des Wassertheilchens, während sie in dem Wellenthale a_3 die Wirkung der Schwerkraft verstärkt. In irgend einem anderen Punkte, z. B. a_2, wirkt die Centrifugalkraft in der Richtung des Radius $C_2 a_2$. Da nun nach einem bekannten Gesetze der Hydrostatik die Resultirende aller auf ein Theilchen in der Wasseroberfläche wirkenden Kräfte auf dieser Oberfläche normal stehen muß, so erhält man also in den Normalen zur Wellenfläche in den Punkten a die Richtungen für die resultirenden Kräfte daselbst, d. h. also auch die entgegengesetzten Kräfte des Auftriebes. Diese Normalen gehen nun nach einer bekannten Eigenschaft der Cycloide durch die Berührungspunkte D des wälzenden Kreises mit seiner Bahn, so daß man in $a_1 D_1$, $a_2 D_2$, $a_3 D_3$, $a_4 D_4$, $a_5 D_5 \ldots$ den an diesen Stellen vorhandenen Auftrieb sowohl der Richtung wie auch der Größe nach erhält. Daß letzteres der Fall ist, ergiebt sich wie folgt. Betrachtet man den Halbmesser $Ca = r$ als das Maß der überall gleichen Centrifugalkraft $m w^2 r$ des Massentheilchens, und sucht zu dieser Componente eine verticale Kraft, von solcher Größe, daß aus beiden eine Mittelkraft resultirt, deren Richtung durch aD gegeben ist, so wird diese verticale Componente, als welche man die Schwerkraft mg zu verstehen hat, in jedem Falle durch den Radius DC ausgedrückt sein. Dies geht übrigens auch aus der in Thl. I, Anhang, gemachten Angabe hervor, wonach die Winkelgeschwindigkeit w der Wellen sich durch

$$w = \frac{c}{R} = \frac{\sqrt{gR}}{R} = \sqrt{\frac{g}{R}}$$

berechnet, unter $c = \sqrt{gR}$ *) die fortschreitende Geschwindigkeit der

*) In Thl. I ist irrthümlich $c = \sqrt{2gR}$ anstatt $c = \sqrt{gR}$ gedruckt.

Wellen verstanden. Hiernach folgt die Centrifugalkraft des Theilchens a zu

$$C = m w^2 r = m g \frac{r}{R}.$$

Während daher bei ruhigem Wasser der Auftrieb überall eine constante verticale Richtung hat, ist die Richtung des Auftriebes bei einer durch Wellen bewegten Wasserfläche stetig wechselnd, indem diese Richtung nur für die Wellenberge a_1 a_5 und Wellenthäler a_3 vertical gerichtet, zwischen diesen Punkten aber seitlich geneigt ist. Man ersieht aus der Figur, daß diese Richtung des Auftriebes auf dem vorderen Theile $a_3 a_4 a_5$ einer Welle nach der Richtung der fortschreitenden Wellenbewegung c geneigt ist, während die Neigung auf dem hinteren Theile $a_1 a_2 a_3$ die entgegengesetzte ist. Die größte Neigung nach der einen wie anderen Richtung findet in denjenigen Punkten zwischen Wellenthal und Wellenberg statt, in denen die Wellenfläche ihre Krümmung ändert (Inflexionspunkte), und man kann für die gewöhnlichen Oceanwellen nahe genug annehmen, daß diese Punkte mit den Mitten zwischen Thal und Kamm zusammenfallen. Die Größe dieser maximalen Neigungswinkel hängt natürlich von dem Verhältnisse der Wellenhöhe h zur Wellenlänge l ab, und man kann für diese maximale Neigung α die Beziehung gelten lassen:

$$\sin \alpha = \frac{r}{R} = \pi \frac{h}{l},$$

oder annähernd

$$\alpha = 180^0 \frac{h}{l}.$$

Hiernach beträgt z. B. bei großen Oceanwellen, deren mittleres Verhältniß $\frac{h}{l}$ zu $^1/_{20}$ angenommen werden kann, die größte Abweichung der Normale von der Verticalen nach jeder Seite 9^0, d. h. die Richtung des Auftriebes ist Schwingungen nach Art von Pendelschwingungen unterworfen, deren gesammter Ausschlagwinkel 18^0 ist, und für welche die Zeitdauer einer Doppelschwingung genau mit der Wellenperiode übereinstimmt. Man muß bemerken, daß die Richtung dieser Normale, d. h. des betreffenden Auftriebes bei der bewegten Oberfläche des Wassers dieselbe Rolle spielt, wie die verticale Richtung bei ruhigem Wasser, was hinsichtlich der Stabilität eines auf den Wellen schwimmenden Schiffes zu beachten ist. Danach würde z. B. ein zwischen Wellenberg und Thal an der Stelle der größten Wellenneigung α schwimmendes Schiff sich in seiner Gleichgewichtslage befinden, wenn seine Masten mit der Wellennormale zusammenfallen, während bei einer senkrechten Stellung der Masten daselbst ein Stabilitätsmoment rege gemacht wird, welches einer Neigung α des Schiffes gegen die

Gleichgewichtslage entspricht. Würde an der betreffenden Stelle das Schiff durch seine eigenthümlichen Schwingungen in eine Stellung $a_4 S$ gelangen, welche von der Verticalen V um den Winkel β nach der der Wellennormale entgegengesetzten Seite abweicht, so hätte man die Stabilität genau so zu beurtheilen, als wenn das Schiff in ruhigem Wasser um den Winkel $\varphi = \alpha + \beta$ von der Verticalrichtung abgelenkt würde. Man hat daher bei der Bestimmung der Stabilitätsverhältnisse auf die größte Neigung α der steilsten vorkommenden Wellen Rücksicht zu nehmen, und kann bemerken, daß die wirkliche Stabilitätsgrenze demnach bei einer Abweichung $\varphi = \varphi_0 - \alpha$ von der Verticalen liegt, wenn φ_0 den Winkel bedeutet, welcher der Stabilitätscurve, Fig. 463, zufolge der Grenze der Stabilität in ruhigem Wasser entspricht.

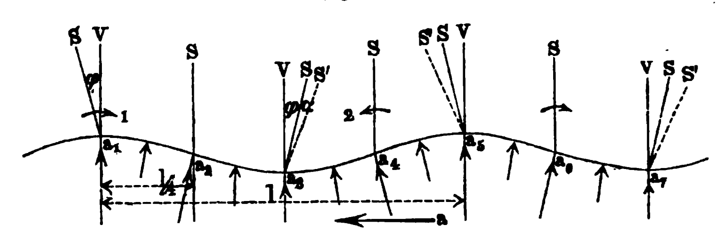
Nach dem Vorstehenden kann man sich nunmehr die Art und Weise verdeutlichen, in welcher durch die Wellenbewegung Schwingungen des Schiffes erzeugt werden. Denkt man sich nämlich ein Schiff in einem Wellenthale a_3 in aufrechter Stellung, etwa mit seinem Kiele parallel dem Wellenkamme a_5 liegend, so wird der in diesem Augenblicke in der Richtung $a_3 D_3$ vertical wirkende Auftrieb bei der Bewegung der Wellen in der Richtung des Pfeiles c fortwährend seine Richtung ändern, so zwar, daß der Auftrieb am stärksten nach links geneigt ist, wenn etwa der Punkt a_4 in die Linie $C_3 D_3$ getreten ist, worauf die Neigung wieder kleiner wird, bis der Auftrieb im Wellenscheitel a_5 wieder vertical gerichtet ist. Während dieser Bewegung der Welle um die halbe Wellenlänge wird daher auf das Schiff eine Einwirkung des Auftriebes stattgefunden haben, welche das letztere nach links zu neigen strebt. Ebenso wird bei einer weiteren Bewegung der Welle der hintere Theil derselben $a_5 a_6$ eine Neigung nach der entgegengesetzten Richtung anstreben, so daß durch diese fortgesetzten Impulse eine schwingende Bewegung des Schiffes veranlaßt wird.

Die Intensität der in solcher Art erzeugten und durch einen ununterbrochenen Wellenzug dauernd erhaltenen Schwingungen hängt, außer von der Stärke der Wellenbewegung, wesentlich von dem gegenseitigen Verhältnisse der Perioden der natürlichen Schiffsschwingung im ruhigen Wasser und der Wellenbewegung ab. Am bedenklichsten wird der Einfluß der Wellenbewegung für die Sicherheit des Schiffes werden, wenn die Zeit, welche das Schiff im ruhigen Wasser zu einer doppelten Schwingung gebraucht, gerade mit der Wellenperiode übereinstimmt, wie man mit Hülfe von Fig. 467 (a. f. S.) unschwer erkennt.

Hierin bedeute $a_1 a_2 a_3 \ldots$ das Profil einer Welle und $a_1 S$ sei die Richtung der Masten eines Schiffes auf dem Scheitel a_1 der Welle, wobei angenommen werde, daß das Schiff bereits in Schwingung begriffen sei, und in diesem Augenblicke seine größte Abweichung φ von der Verticalen $a_1 V$ nach

links erreicht habe, so daß es die entgegengesetzte Schwingung in der Pfeilrichtung 1 beginnt. Wegen der vorausgesetzten Uebereinstimmung der

Fig. 467.



Perioden der Wellen mit den doppelten Schiffsschwingungen wird das Schiff in der Mitte a_2 zwischen dem Kamme a_1 und dem Thale a_3 seine verticale Mittellage angenommen haben, und es würde ohne den Einfluß der Wellen, und unter der Voraussetzung einer widerstandslosen Bewegung das Schiff in dem Wellenthale a_3 um einen gleichen Winkel φ nach der entgegengesetzten Seite der Verticale $a_3 V$ geneigt sein und die Stellung $a_3 S$ annehmen. Da nun aber während dieser einfachen Schwingung des Schiffes durch die Passirung der hinteren Wellenhälfte $a_1 a_2 a_3$ in der Richtung des Pfeiles a fortwährend durch den Auftrieb die Schwingung nach rechts beschleunigt wird, so muß das Schiff die verticale Stellung $a_2 S$ mit entsprechend größerer Geschwindigkeit passiren und in Folge hiervon in a_3 eine größere Schwingungsweite in $a S'$ erreichen, als dies im ruhigen Wasser der Fall sein würde. Durch die Einwirkung der unter dem Schiffe durchgegangenen Wellenhälfte $a_1 a_2 a_3$ ist daher der Ausschlagwinkel φ um einen gewissen Zuwachs α vergrößert worden, und es ist leicht zu erkennen, daß ein ganz ähnlicher Vorgang während des Passirens der nächsten Wellenhälfte $a_3 a_4 a_5$ erfolgt, deren Auftrieb fortwährend die in der Pfeilrichtung 2 erfolgende Rückschwingung des Schiffes beschleunigt. Da ein solcher Impuls von jeder folgenden Welle in gleicher Weise ausgeübt wird, so kann selbst bei schwachem Seegange die Rollbewegung des Schiffes bald eine sehr bedeutende werden, etwa wie eine Schaukel beträchtliche Schwingungen macht, wenn ihr in jedem Wendepunkte ein auch nur kleiner Stoß ertheilt wird. In Folge dieser Wirkung würde das Schiff unfehlbar zum Umschlagen gebracht werden, wenn nicht der Widerstand, den das Schiff in der Luft und dem Wasser findet, einen mäßigenden Einfluß ausübte, so daß durch die Wellenwirkung von dem Augenblicke an eine weitere Beschleunigung der Schwingungen nicht mehr bewirkt werden kann, in welchem die von den Widerständen verzehrte Arbeit gerade gleich der von den Wellen ausgeübten geworden ist. Hieraus erklärt sich die Erscheinung, daß gerade diejenigen

Schiffe eine so heftige Rollbewegung zu zeigen pflegen, deren Schwingungsdauer gering ist, also nach vorstehenden Angaben etwa 4 bis 5 Secunden für eine einfache Schwingung beträgt, indem diese Zeit ungefähr übereinstimmt mit der halben Periode der auf dem Ocean meist vorkommenden Sturmwellen.

Nimmt man dagegen für das Schiff eine größere Schwingungsdauer im ruhigen Wasser an, setzt man etwa voraus, daß die Zeit einer einfachen Schwingung gerade gleich der Wellenperiode sei, so ergiebt sich durch eine ähnliche Betrachtung aus Fig. 468 die viel weniger ungünstige Einwirkung der Wellen. Hat das Schiff hier über dem Wellenberge a_1 die Abweichung φ von der Verticalrichtung, und schwingt es nach rechts, so kommt es im

Fig. 468.



Wellenthale a_2 zur aufrechten Lage und erreicht seine äußerste Lage nach rechts über dem Wellenberge a_3. Diese Schwingung nach rechts ist durch die vorübergehende Wellenhälfte $a_1 a_2$ zwar befördert, durch die folgende Hälfte $a_2 a_3$ aber in gleichem Maße verzögert worden, so daß der Ausschlagwinkel φ durch den Einfluß der Welle nicht vergrößert worden ist.

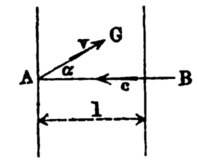
In dem Vorstehenden wurde vorausgesetzt, daß das Schiff parallel zu der Richtung der Wellenkämme liege, welche Lage offenbar für das Rollen des Schiffes die ungünstigste ist. Wenn dagegen der Curs des Schiffes rechtwinkelig die Wellenkämme kreuzt, so wird die Wirkung der Wellen eine entsprechende Stampfbewegung hervorrufen. Schneidet das Schiff die Wellen unter einem schiefen Winkel, so werden um eine geneigte Schwerpunktsaxe entsprechende Schwingungen entstehen, welche man aus Roll- und Stampfbewegungen zusammengesetzt denken kann. Hierbei muß erwähnt werden, daß in diesem Falle als Periode für die Wirkung der Wellen nicht diejenige Zeit in Rechnung zu stellen ist, welche eine volle Welle gebraucht, um an einem festen Punkte, sondern an dem bewegten Schiffe vorüberzulaufen. Diese Zeit t findet sich, unter l die Länge der Wellen, unter c die Fortpflanzungsgeschwindigkeit derselben und unter v die Geschwindigkeit des Schiffes verstanden, aus

$$tc + vt\cos\alpha = l \text{ zu}$$

$$t = \frac{l}{c + v \cos \alpha},$$

wenn α den Winkel CAB, Fig. 469, bedeutet, welchen der Schiffscurs AC mit der Bewegung BA der Wellen bildet. Da dieser Ausdruck für Werthe von α zwischen 0 und 180° zwischen $\frac{l}{c+v}$ und $\frac{l}{c-v}$ schwankt, so erkennt man, daß der Schiffsführer es in der Hand hat, durch die Wahl des Curses bis zu gewissem Grade den bedenklichen Zustand zu vermeiden, in welchem die Wellenperiode gerade mit der Dauer einer doppelten Schiffsschwingung übereinstimmt.

Fig. 469.



Beispiel. Die Form eines Flußdampfschiffes ist durch die in folgender Tabelle enthaltenen Coordinaten der in gleichen Abständen von einander gedachten Wasserlinien gegeben, wobei die Schiffslänge = 20 und die halbe Schiffsbreite = 1000 gesetzt, der Abscissenanfangspunkt am hinteren Schiffsende angenommen worden ist, und die Abscissenaxe die Richtung des Kieles hat; man soll die Lastigkeit dieses Schiffes und seine Stabilitätsverhältnisse u. s. w. ausmitteln.

Hinterschiff					Vorderschiff				
Abscissen	Ordinaten der Wasserlinien				Abscissen	Ordinaten der Wasserlinien			
	I.	II.	III.	Verdeck		I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Der Inhalt W_0 der nullten oder untersten Wasserlinie ist = Null zu setzen, der der ersten Wasserlinie aber nach der Simpson'schen Regel:

$$W_1 = [30 + 4\,(45 + 240 + 520 + \cdots + 30) + 2\,(120 + 380 + 630 + \cdots + 110)]\,\frac{b\,l}{3\,.\,20\,.\,1000}$$
$$= 0{,}452\; b\,l,$$

ferner der der folgenden:

$$W_2 = [30 + 4\,(100 + 400 + \cdots + 40) + 2\,(230 + 590 + \cdots + 150)]\,\frac{b\,l}{60\,000}$$
$$= 0{,}557\; b\,l,$$

und der der obersten oder geladenen Wasserlinie:

$$W_3 = [30 + 4\,(165 + \cdots + 60) + 2\,(390 + \cdots + 200)]\,\frac{b\,l}{60\,000}$$
$$= 0{,}663\; b\,l.$$

Hieraus folgt das Volumen des verdrängten Wassers

$$V = [W_0 + 3\,(W_1 + W_2) + W_3]\,\frac{t}{8} = (0 + 3\,.\,1{,}009 + 0{,}663)\,\frac{b\,t\,l}{8}$$
$$= 0{,}461\; b\,t\,l.$$

Die Inhalte der Querschnitte der Spanten bestimmen sich ebenfalls durch die Formel:

$$S = [y_0 + 3\,(y_1 + y_2) + y_3]\,\frac{t}{8},$$

und es ist hiernach:

$$S_0 = (0 + 3\,.\;60 + 30)\,\frac{b\,t}{8000} = 0{,}026\; b\,t,$$

$$S_1 = (0 + 3\,.\,145 + 165)\,\frac{b\,t}{8000} = 0{,}075\; b\,t,$$

$$S_2 = (0 + 3\,.\,350 + 390)\,\frac{b\,t}{8000} = 0{,}180\; b\,t,$$

$$S_3 = (0 + 3\,.\,640 + 600)\,\frac{b\,t}{8000} = 0{,}315\; b\,t,$$

und es folgt so weiter:

$S_4 = 0{,}457\; b\,t$, $S_5 = 0{,}561\; b\,t$, $S_6 = 0{,}642\; b\,t$, $S_7 = 0{,}703\; b\,t$,
$S_8 = 0{,}744\; b\,t$, $S_9 = 0{,}772\; b\,l$, $S_{10} = 0{,}773\; b\,t$, $S_{11} = 0{,}764\; b\,t$,
$S_{12} = 0{,}728\; b\,t$, $S_{13} = 0{,}667\; b\,t$, $S_{14} = 0{,}624\; b\,t$, $S_{15} = 0{,}460\; b\,t$,
$S_{16} = 0{,}336\; b\,t$, $S_{17} = 0{,}219\; b\,t$, $S_{18} = 0{,}122\; b\,t$, $S_{19} = 0{,}034\; b\,t$,
$S_{20} = 0$.

Mit Hülfe der Formel:

$$V = [S_0 + 4\,(S_1 + S_3 + \cdots + S_{19}) + 2\,(S_2 + S_4 + \cdots + S_{18}) + S_{20}]\,\frac{l}{3\,.\,20}$$

ergiebt sich hiernach das Wasservolumen:

$$V = 0{,}459\; b\,t\,l,$$

und nimmt man nun aus beiden Werthen das Mittel, so erhält man:

$$V = 0{,}460\; b\,t\,l.$$

Wäre die absolute Länge dieses Wasserraumes: $l = 60\,\mathrm{m}$, die größte Breite

desselben: $b = \frac{l}{6} = 10$ m und seine Tiefe $t = \frac{b}{5} = 2$ m, so hätte man das ganze Wasservolumen:

$$V = 0{,}460 \,.\, 10 \,.\, 2 \,.\, 60 = 552 \text{ cbm},$$

und folglich die ganze Tragkraft des Schiffes:

$$V\gamma = 552 \text{ Tonnen.}$$

Der Angriffspunkt dieser Kraft liegt über dem Schiffskiel um

$$z = \frac{(0 \,.\, W_0 + 1 \,.\, 3\, W_1 + 2 \,.\, 3\, W_2 + 3 \,.\, W_3)}{W_0 + 3\, W_1 + 3\, W_2 + W_3} \frac{t}{3}$$
$$= \frac{3 \,.\, 0{,}452 + 6 \,.\, 0{,}557 + 3 \,.\, 0{,}663}{0 + 3 \,.\, 0{,}452 + 3 \,.\, 0{,}557 + 0{,}663} \frac{t}{3} = \frac{2{,}229}{3{,}690} \frac{t}{3} = 0{,}602\, t = 1{,}204 \text{ m},$$

und vom Schiffsende in horizontaler Richtung ab:

$$s = \frac{0 \,.\, S_0 + 1 \,.\, 4\, S_1 + 2 \,.\, 2\, S_2 + 3 \,.\, 4\, S_3 + \cdots + 19 \,.\, 4\, S_{19} + 20\, S_{20}}{S_0 + 4\, S_1 + 2\, S_2 + 4\, S_3 + \cdots + 4\, S_{19} + S_{20}} \frac{l}{20}$$
$$= 0{,}483\, l = 28{,}98 \text{ m}.$$

Das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Beziehung auf ihre Längenaxe ist:

$$J = [30^3 + 4\,(165^3 + 600^3 + \cdots) + 2\,(390^3 + 750^3 + \cdots)] \cdot \frac{2\,(\tfrac{1}{2} b)^3\, l}{3 \,.\, 3 \,.\, 20 \,.\, 1000^3}$$
$$= 0{,}0355\, b^3\, l.$$

Wenn nun der Schwerpunkt des Schiffes um $e = 2$ m über demjenigen des verdrängten Wassers liegt, so erhält man die metacentrische Höhe des Schiffes zu

$$m = \frac{J}{V} - e = \frac{0{,}0355\, b^3\, l}{0{,}460\, b\, t\, l} - 2 = 0{,}077 \frac{100}{2} - 2 = 1{,}85 \text{ m}.$$

Wäre das Trägheitsmoment des ganzen Schiffes in Bezug auf die Längenaxe

$$T = V \,.\, k^2,$$

und ist etwa k gleich $\frac{2}{3}$ der größten halben Schiffsbreite, also

$$k = \frac{10}{3} = 3{,}33 \text{ und } T = 552 \,.\, 3{,}33^2 = 6133,$$

so hätte man die Länge eines mit dem Schiffe isochron schwingenden Pendels

$$r = \frac{T}{V m} = \frac{6133}{552 \,.\, 1{,}85} = 6{,}006 \text{ m},$$

und somit folgt die Zeitdauer einer einfachen Schwingung für das Rollen

$$t = \pi \sqrt{\frac{r}{g}} = 1{,}003 \sqrt{6{,}006} = 2{,}46 \text{ Secunden.}$$

Die Dauer einer Schwingung dieses Schiffes in verticaler Richtung bestimmt sich zu

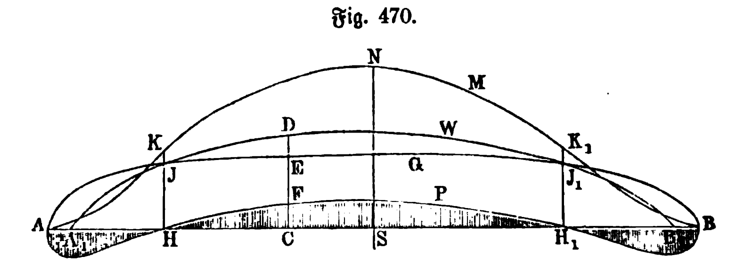
$$t_1 = \pi \sqrt{\frac{\varphi}{\lambda} \frac{t}{g}} = 3{,}14 \sqrt{\frac{0{,}460}{0{,}663} \frac{2}{9{,}81}} = 1{,}18 \text{ Secunden.}$$

§. 102. **Festigkeit der Schiffskörper.** Die Anstrengungen, denen ein Schiff durch äußere Kräfte unterworfen ist, sind mannigfacher Art. Die

größte Bedeutung haben zunächst die Gewichte des Schiffes selbst und seiner Ladung, sowie der diesen entgegengesetzte Auftrieb. Hierdurch werden hauptsächlich Biegungen des Schiffes in ähnlicher Art wie bei belasteten Trägern hervorgerufen, indem der Auftrieb des Wassers bei Schiffen die Stelle der Stützreactionen der Balken vertritt. Der Wasserdruck auf die Seitenwände strebt ferner die letzteren nach innen hineinzudrücken, und bei eintretenden Rollbewegungen werden die Querverbände wesentlich durch die Trägheitskräfte der schwingenden Massen beansprucht. Hierzu kommen noch die aus der Wirkung des Motors herrührenden localen Beanspruchungen, also der Druck gegen die Masten und Wanten bei Segelschiffen, sowie gegen die Lager der Radaxen und Schraubenwellen bei Dampfern.

Die Anstrengung eines Schiffes auf Durchbiegung der Länge nach hängt wesentlich von der Vertheilung der Gewichte und des Auftriebes, d. h. von der äußeren Schiffsform ab. Wäre das Schiff ein homogener Balken, so würde eine Durchbiegung überhaupt nicht angestrebt werden, indem in jedem Querschnitte das daselbst wirksam zu denkende Eigengewicht eines sehr kleinen Längenstückes gerade gleich dem Auftriebe daselbst wäre. Wegen der ungleichmäßigen Vertheilung der Gewichte und Auftriebskräfte treten indessen biegende Momente ein, welche ebensowohl eine Durchbiegung des Schiffes in der Mitte nach unten, Durchsacken, wie auch nach oben, Aufbuchten, erzeugen können. Man kann sich von diesen Verhältnissen am besten auf graphischem Wege eine deutliche Anschauung verschaffen. Denkt man sich nämlich das Schiff durch eine größere Anzahl gleich weit von einander abstehender Querschnitte in eine Anzahl von Theilen zertheilt, deren Auftrieb sowohl als ihre Belastung ermittelt werden, und trägt diese Kräfte nach einem bestimmten Kräftemaßstabe als Ordinaten über einer Abscissenaxe AB gleich der Schiffslänge, Fig. 470, in deren entsprechenden

Fig. 470.



Theilpunkten auf, so erhält man in der stetigen Verbindung der Endpunkte dieser Ordinaten zwei Curven AGB für die Gewichtsvertheilung und $A_1 W B_1$ für den Auftrieb an jeder Stelle. So würde z. B. CE das Gewicht des daselbst gelegenen unendlich schmalen Schiffstheiles und CD

den Auftrieb dieses Theiles vorstellen. Man hätte an dieser Stelle daher einen Ueberschuß an Auftrieb, welcher durch ED nach dem Kräftemaßstabe dargestellt ist. Es ist nach dem Früheren (§. 99) ohne Weiteres klar, daß die beiden zwischen diesen Curven und der Abscissenaxe AB gelegenen Flächenräume nicht nur von gleicher Größe sein müssen, sondern daß auch die Schwerpunkte dieser beiden Flächenräume in einer und derselben Ordinate durch S liegen müssen. In der Figur ist angenommen worden, daß der Auftrieb in dem Mittelschiffe wegen der volleren Formen daselbst größer als das Schiffsgewicht ist, während in Folge der scharfen Schiffsformen an den Enden das Gewicht den Auftrieb übertrifft. Diese Verhältnisse finden bei den gewöhnlichen Schiffen meist statt, doch kommen in einzelnen Fällen auch Abweichungen hiervon vor; wenn z. B. an einzelnen Stellen mittschiffs starke Belastungen concentrirt auftreten, etwa schwere Maschinen, oder gepanzerte Thürme bei Kriegsschiffen, so erhebt sich wohl an diesen Stellen die Gewichtscurve G zu einem Gipfel über die Auftriebslinie W, die letztere in zwei Punkten durchschneidend.

In der Figur ist ferner die Linie APB gezeichnet, deren Ordinaten CF jenen Differenzen $CD - CE$ der Auftriebs- und der Gewichtslinie gleich gemacht sind. Diese Interferenzcurve, deren Ordinaten oberhalb der Abscissenaxe Auftriebskräfte und unterhalb der Axe abwärts wirkende Belastungen darstellen, giebt ein anschauliches Bild von der Inanspruchnahme des Schiffes, welches in dem vorliegenden Falle offenbar auf Aufbuchten in der Mitte beansprucht wird. Um die biegenden Momente selbst zu bestimmen, bedient man sich am besten des in Thl. I, Anhang, 2 gezeigten graphischen Verfahrens, indem man unter Zuhülfenahme eines passend gewählten Kräftepolygons das Seilpolygon $AKNK_1B$ construirt, dessen Ordinaten bekanntlich den Biegungsmomenten proportional sind.

In welcher Art eine Veränderung in der Gewichtsvertheilung die Biegungsmomente beeinflußt, ist aus der Figur leicht zu erkennen. Denkt man z. B. einzelne Massen aus der Mitte nach den Schiffsenden gebracht, so wird bei gleichbleibender Auftriebslinie W die Gewichtscurve G in der Mitte niedergedrückt und an den Enden erhoben, so daß die Differenzen der Ordinaten von G und W oder die Kräfte P sowohl in der Mitte wie an den Enden größer werden. Die aufbuchtenden Momente werden daher ebenfalls durch diese Versetzung von Massen größer, während offenbar das Gegentheil stattfindet, wenn gewisse Massen von den Enden des Schiffes nach dessen Mitte gebracht werden.

Ebenso ist der häufig, z. B. bei Reparaturen, vorkommende Fall von Interesse, in welchem einzelne schwere Gegenstände, wie z. B. Kessel und Maschinen, aus dem mittleren Theile entfernt oder in diesen wieder eingesetzt werden. Durch die Entfernung eines solches Gegenstandes wird zwar die

Auftriebscurve W wegen der nun geringeren Tauchung flacher, und zwar in ihrem ganzen Verlaufe, dagegen wird die Gewichtscurve nur an der betreffenden Stelle des Mittelschiffes heruntergedrückt, so daß daselbst die Differenz der Ordinaten beider Curven größer ausfällt als vorher, ehe der schwere Gegenstand entfernt war. Hiermit steht die vielfach gemachte Erfahrung im Einklange, daß frisch vom Stapel gelaufene, insbesondere hölzerne Schiffe eine größere Aufbuchtung zeigten, als nachdem die Kessel und Maschinen eingebaut waren. Jedenfalls darf man auch nicht ohne Weiteres annehmen, daß die größten Biegungsmomente bei der größten Belastung des Schiffes auftreten, vielmehr wird eine bestimmte Entscheidung immer erst auf Grund eines genauen Diagramms der in Fig. 470 dargestellten Art möglich sein.

Bei weitem größer als im ruhigen Wasser fallen die biegenden Momente aus, welchen das Schiff im Seegange ausgesetzt ist. Stellt man sich vor, daß das Schiff einen Curs in der Richtung der fortschreitenden Bewegung der Wellen, also senkrecht zu den Wellenkämmen habe, so wird es in schneller Aufeinanderfolge die in den Figuren 471 und 472 dar-

Fig. 471.

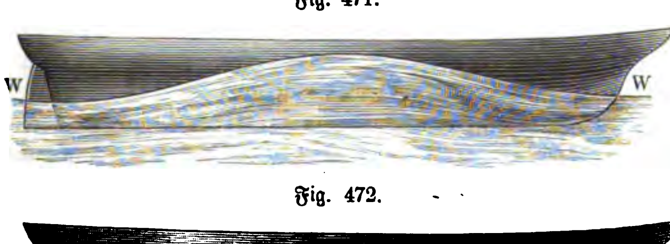
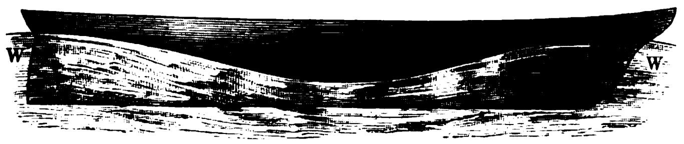


Fig. 472.



gestellten Positionen einnehmen, vermöge deren es entweder auf einem Wellenberge reitet, Fig. 471, oder über einem Wellenthale sich befindet, Fig. 472. Bedeutet WW die Wasserlinie, bis zu welcher das Schiff im ruhigen Wasser eintaucht, so erkennt man sogleich, wie das Schiff in Fig. 471 wegen des vergrößerten Auftriebes in der Mitte einem verstärkten aufbuchtenden Momente unterworfen ist, während es in der Lage der Fig. 472 durch das überschüssige Gewicht in der Mitte auf Durchsacken beansprucht wird. Wie groß diese beiderseitigen Momente sind, wird man unter Annahme bestimmter Maße für die Länge und Höhe der Wellen in der oben angegebenen Weise ermitteln können, wenn man die der betreffenden Eintauchung zugehörige Auftriebscurve W in Fig. 470 einzeichnet und dazu das

Seilpolygon M entwirft. Die absolute Größe dieser Momente ist selbstverständlich sehr von den Verhältnissen des Schiffes und der Wellen abhängig, nach Angaben in dem White'schen Werke kann man für gewöhnliche Handelsdampfer, deren Länge gleich der Wellenlänge ist, das größte aufbuchtende Moment auf einem Wellenkamme zu etwa $\frac{1}{35}\,Gl$ und das größte durchsackende Moment über einem Wellenthale zu $\frac{1}{50}\,Gl$ annehmen, wenn G das Gesammtgewicht und l die Länge des Schiffes bedeutet. Bei Kriegsschiffen pflegen diese Momente, wegen der meist an bestimmten Stellen concentrirten bedeutenden Massen größer zu sein, das größte aufbuchtende Moment, welches bei solchen ermittelt wurde, betrug nach oben genannter Quelle $\frac{1}{28}\,Gl$ bei dem Minotaur, während das bedeutendste Moment auf Durchsacken bei der Yacht Victoria und Albert zu $\frac{1}{23}\,Gl$ sich erhob, welcher hohe Werth den scharfen Formen der Enden und der bedeutenden Belastung der Schiffsmitte durch starke Maschinen zuzuschreiben ist. Gewichtige Autoren, wie Fairbairn, haben wohl die Bedingung gestellt, daß die Festigkeit des Schiffes auch noch für den Fall genügen müsse, in welchem dasselbe, etwa durch Auffahren, nur in der Mitte oder an den Enden unterstützt ist, doch dürften wohl nur sehr wenig Schiffe dieser Bedingung, welcher etwa ein Biegungsmoment von $\frac{1}{8}\,Gl$ und darüber entsprechen würde, genügen; auch wird der Fall wohl kaum jemals vorkommen, daß ein Schiff nur in Punkten unterstützt ist, meist wird die Stützfläche eine größere Erstreckung haben, und es wird das noch unter dem Schiffe befindliche Wasser ebenfalls noch einen Theil des Schiffes tragen. Wenn das letztere aber gedockt wird, so wird man es immer durch genügende Stützen hinreichend vor Durchbiegen sichern können.

Die hier gedachten Anstrengungen der Schiffe durch die Meereswellen erfordern die besondere Aufmerksamkeit des Constructeurs insbesondere wegen des schnellen und ununterbrochenen Wechsels von Zug- und Druckspannungen, der in gleichem Tempo mit der Aufeinanderfolge von Wellenberg und Wellenthal sich einstellt; denn es ist klar, daß jedes aufbuchtende Moment in den Fasern des Schiffsbodens rückwirkende und in denen des Decks Dehnungsspannungen hervorruft, während das unmittelbar darauf folgende durchsackende Moment die entgegengesetzten Anstrengungen der Fasern bewirkt. Außerdem hat man auch zu berücksichtigen, daß durch die stampfenden Bewegungen des Schiffskörpers Trägheitskräfte rege gemacht werden, welche insbesondere in den Rückkehrpunkten dieser Schwingungen das biegende Moment des Schiffskörpers bedeutend vergrößern können.

Allen diesen Anstrengungen zu widerstehen, müssen die Materialstärken des Schiffskörpers entsprechend stark gewählt werden. Ohne hier auf die specielle Ausführung einer dementsprechenden Rechnung eingehen zu können, sei nur so viel erwähnt, daß man den Querschnitt des Schiffskörpers hin-

sichtlich seines Biegungswiderstandes als einen doppelt T förmigen, Fig. 473, zu betrachten pflegt, dessen Mittelrippe a durch die Seitenwände des Schiffsrumpfes, dessen unterer Flansch b durch den Schiffsboden, den Kiel nebst den Kielschweinen, und dessen oberer Flansch c durch das Deck, den Wassergang, die Balkweger &c. dargestellt ist. Ein vorhandenes Zwischendeck würde einem Nebenflansch d der Mittelwand entsprechen. Die Querspanten tragen zur Längsfestigkeit des Schiffskörpers nicht bei, und deswegen ist man in neuerer Zeit besonders beim Baue von Kriegsschiffen vielfach mit Vortheil zur Verwendung eines Längsspantensystems übergegangen.

Außer durch die ungleiche Vertheilung der Belastung und des Auftriebes wird der Schiffskörper auch durch den Flüssigkeitsdruck gegen die vordere und hintere Fläche auf Biegung beansprucht. Diese beiden gleichen und entgegengesetzten Flüssigkeitsdrucke wirken nämlich in der Horizontallinie, welche durch den Schwerpunkt der eingetauchten Fläche des Hauptspants geht, und da dieser Schwerpunkt unterhalb der neutralen Faserschicht des Schiffskörpers gelegen ist, so ruft dieser Wasserdruck ein Zusammenpressen der unteren Schiffstheile hervor, d. h. er vergrößert das aufbuchtende Biegungsmoment. Diese Wirkung ist im Allgemeinen jedoch von untergeordneter Bedeutung.

Fig. 473.

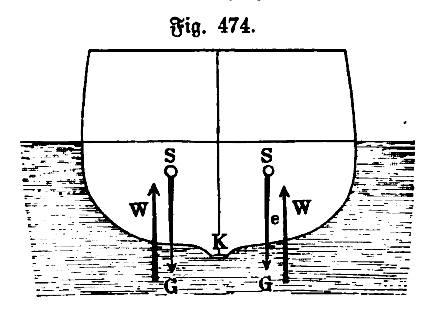
c d a b

Von größerer Wichtigkeit ist der Wasserdruck gegen die Seitenwandungen des Schiffes, dessen Angriffspunkt man in einer Tiefe unter der geladenen Wasserlinie annehmen kann, die etwa gleich $^2/_3$ des Tiefganges ist. Diese beiderseitigen Druckkräfte suchen ein Zusammendrücken der Spanten zu bewirken, welche durch die obere Verbindung mittelst der Deckbalken insbesondere ihre Widerstandsfähigkeit erhalten. Namentlich bilden etwaige wasserdichte Querschotten in dieser Hinsicht sehr wirksame Versteifungen, wogegen nach den Enden des Schiffes hin, wo dasselbe nahezu ebene Seitenwände hat, ein Vibriren derselben unter Einfluß des Wasserdruckes bei lebhafter Rollbewegung des Schiffes oft bemerkt wird. Diese Rollbewegungen äußern insbesondere auf die Verbindungen der Spanten mit den Deckbalken einen sehr nachtheiligen Einfluß wegen des stetigen Wechsels von Zug- und Druckspannungen, welcher in derselben Periode auftritt, wie die Schwingungen des Schiffes erfolgen, und wegen der Trägheitskräfte, die in den äußersten Lagen bei der Umkehr der Schwingungsbewegung auf die Massen der einzelnen Schiffstheile einwirken. Nach Rankine kann man das größte Moment der Querschiffsbeanspruchung eines Schiffes gleich $\frac{h^2}{h^2 + b^2} G c$ annehmen, wenn $G c$ das aufrichtende Moment (Stabilitätsmoment) des Schiffes bei dem größten

Neigungswinkel, b die Schiffsbreite und h die Höhe des Schiffes vom Oberdeck bis zum Kiel bezeichnet.

Am ungünstigsten wird die Festigkeit des Schiffes nach der Querrichtung in Anspruch genommen, wenn der Kiel unterstützt ist, z. B. wenn das Schiff aufläuft oder in das Dock gebracht wird, indem hierbei jeder Querspant wie ein in der Mitte K unterstützter Balken, Fig. 474, anzusehen ist, der beiderseits in den Schwerpunkten S der halben Quersectionen belastet ist. Namentlich wird das Moment groß ausfallen, wenn das Schiff gar nicht mehr in das Wasser eintaucht, daher von diesem auch nicht mehr getragen wird. Dieser Fall, welcher beim Docken immer vorkommt, erfordert die sorgfältigste Unterstützung des Schiffes durch seitliche Verstrebungen in dem Maße, wie das Dock allmälig vom Wasser entleert wird, da die Schiffsspanten einer so bedeutenden Anstrengung nicht widerstehen, wie sie bei einer Unterstützung im Kiel allein sich einstellen müßte. Wenn das Schiff dagegen auf den Grund auffährt, so ist dieser Fall günstiger, indem das unter dem Schiffe noch verbleibende Wasser mit einem entsprechenden Auftriebe das Schiff tragen hilft, so daß der Druck des Bodens gegen den Kiel demgemäß geringer ausfällt. Es ist übrigens klar, daß das Schiff auch im regelrechten schwimmenden Zustande durch das Eigengewicht einer Querbeanspruchung unterworfen sein wird, da der Auftrieb auch nach der Querrichtung in anderer Weise vertheilt ist, als das Gewicht des Schiffes und seiner Ladung. Wirkt z. B. die Mittelkraft des Auftriebs einer halben Schiffssection in W im Abstande e von dem Schwerpunkte S dieser halben Section, deren Gewicht G sein mag, so ist die letztere dem biegenden Momente Ge unterworfen. Es ist ohne Weiteres klar, daß der Abstand e bei einer gegebenen Schiffsform wesentlich von der Stauung der Ladung abhängt, und daß die betreffenden Schwerpunkte S ebensowohl innerhalb wie außerhalb der Auftriebskräfte W fallen können, wodurch in den diesen Momenten widerstehenden Theilen, wie den Spanten und Deckbalken ꝛc., entgegengesetzte Spannungen hervorgerufen werden.

Fig. 474.



Außerdem wird der Schiffskörper auch durch den Druck des Motors, welcher die Fortbewegung des Schiffes bewirkt, sowie durch den diesem Drucke gleichen und entgegengesetzten Widerstand des Wassers beansprucht. Diese beiden Kräfte bilden ein Kräftepaar, dessen Arm besonders groß bei Segel-

schiffen ausfällt, bei denen man den Angriffspunkt der Windkraft in dem Schwerpunkte der Segelflächen wirksam zu denken hat. Bei Schaufelrädern, wo die Lager der Radwelle diesen Druck des Motors aufnehmen, ist dieser Hebelarm viel geringer und am kleinsten fällt er bei Schraubendampfern aus, bei welchen die Axe der Schraube nahezu mit dem resultirenden Widerstande des Wassers zusammenfällt. Das gedachte Kräftepaar erzeugt nicht nur entsprechende Spannungen in den Schiffsverbänden, sondern ändert auch an beiden Enden den Tiefgang, welchen das Schiff im ruhenden Zustande hat, so daß dadurch die Eintauchung am Buge vergrößert, am Heck verringert wird.

§. 103.

Schiffsbaumaterialien. In Betreff der zu dem Schiffskörper verwendeten Baumaterialien muß bemerkt werden, daß das in früherer Zeit allein verwendete Holz (Eichenholz, Ulmenholz, Teakholz) seit etwa 50 Jahren mehr und mehr dem Eisen hat weichen müssen. Die gesteigerten Holzpreise, die Schwierigkeit, geeignete Schiffshölzer zu beschaffen, und andererseits der schnelle Fortschritt in der Fabrikation der schwersten Eisentheile sind zunächst die Hauptgründe zur Verwendung des Eisens für den Schiffsbau gewesen. Die Erfahrung hat dann gezeigt, daß eiserne Schiffe leichter ausfallen, als gleich große hölzerne Schiffe; während z. B. das Gewicht hölzerner Handelsschiffe 35 bis 45 Proc. von dem Deplacement beträgt, kann man dasselbe bei eisernen Schiffen derselben Art zu 30 bis 35 Proc. annehmen, so daß für das Gewicht der nutzbaren Ladung ein entsprechender Gewinn resultirt. Ferner ist auch die Dauer eiserner Schiffe eine beträchtlich größere als diejenige von Schiffen aus Holz, bei welchen letzteren wegen der leicht eintretenden Fäulniß sowie wegen der Nachgiebigkeit der Verbindungen bald ein Zustand der Reparaturbedürftigkeit eintritt, in welchem ein Neubau ökonomisch vortheilhafter erscheint als eine Reparatur. Abgesehen von einzelnen wenigen Ausnahmen, in welchen hölzerne Schiffe während viel längerer Zeitperioden dienstauglich waren, kann man die durchschnittliche Dauer hölzerner Seeschiffe unter günstigen Umständen und bei sachgemäßer Behandlung nicht größer als 12 bis 16 Jahre annehmen. Was dagegen die Dauerhaftigkeit eiserner Schiffe anbetrifft, so ist zwar, um darüber bestimmte Angaben machen zu können, die Zeit noch zu kurz, während welcher man eiserne Schiffe in größerem Umfange gebaut hat, doch darf man nach den vorliegenden Erfahrungen unter der Voraussetzung einer sachgemäßen Behandlung eine Dauer wohl von mehr als 40 Jahren dafür annehmen. Hauptsache dabei ist nur ein genügender Schutz der Eisentheile gegen das Rosten durch zeitweilige Erneuerung des Anstriches. Dabei sind die Kosten für den Neubau sowohl wie für die Reparaturen eiserner Schiffe geringer als bei hölzernen, auch kann der Neubau in kürzerer Zeit vollendet werden.

Nur durch die Anwendung von Eisen ist man ferner in den Stand gesetzt worden, die Dimensionen der Schiffe so bedeutend zu steigern, wie es neuerdings geschehen ist, und wie es bei Anwendung von Holz als Schiffsbaumaterial nicht möglich sein würde. So haben die großen transatlantischen Dampfer Deplacements von 9000 bis 10 000 Tonnen, ganz abgesehen von dem einzig dastehenden Great-Eastern, dessen Ladungsfähigkeit 27 400 Tonnen beträgt. Solche Größen allein gestatteten wiederum die Anwendung verhältnißmäßig schwerer Maschinen, durch welche Geschwindigkeiten von 14 bis 15, selbst 16 Knoten*) in der Stunde erreichbar waren, während man mit den schärfsten hölzernen Fregatten nur 12 bis 13 Knoten erzielte. Die Möglichkeit, so große Schiffe ausführen zu können, verbunden mit der Vervollkommnung der Dampfmaschinen in Bezug auf geringen Kohlenverbrauch waren ferner die Hauptbedingungen für die Entwickelung der transatlantischen Dampfschifffahrt. Endlich ist auch die Sicherheit der Eisenschiffe bei geeigneter Anordnung wasserdichter Abtheilungen sowie eines Doppelbodens unzweifelhaft derjenigen hölzerner Schiffe weit überlegen.

Dagegen bietet das Eisen geringere Sicherheit als das Holz gegen das Durchdringen harter scharfer Körper, z. B. Felsen, gegen welche die Schiffshaut stößt, welcher Nachtheil bei Anwendung eines Doppelbodens allerdings großentheils verschwindet. Ein Hauptübelstand endlich ist durch das schnelle Bewachsen der eisernen Schiffskörper mit Seethieren gegeben. Dieses Bewachsen nimmt oft, und namentlich in tropischen Gewässern, so bedeutende Dimensionen an, daß der Schiffswiderstand die doppelte Größe seines normalmäßigen Werthes und mehr erreicht. Hölzerne Schiffe schützt man gegen das Bewachsen bekanntlich durch einen Beschlag mit Platten aus Kupfer oder Muntzmetall, welcher dadurch wirkt, daß das sich bildende Kupferoxyd von dem Seewasser fortwährend abgespült wird, so daß der Beschlag stets eine blanke glatte Oberfläche behält, an welcher die Schalthiere nicht haften können. Eiserne Schiffe können nicht direct mit Kupfer beschlagen werden, da in Folge der sich dann einstellenden galvanischen Wirkung das Eisen einer beschleunigten Oxydirung ausgesetzt ist. Um die eisernen Schiffe mit Kupfer zu belegen, hat man daher das ganze Schiff, soweit es ins Wasser taucht, mit einer besondern Lage von Holzplanken bekleidet, auf welche die Kupferplatten genagelt werden, ja man hat, um jeden Contact des Kupferbelags mit dem Eisenkörper und damit auch jede galvanische Wirkung zu vermeiden, selbst eine doppelte Plankenschicht zwischen der Eisenhaut und dem Kupferbeschlage angewendet. Ferner hat man, gerade mit Rücksicht auf das schnelle Bewachsen eiserner Schiffswandungen, vielfach die Schiffe nach dem sogenannten Compositsystem ausgeführt, derart, daß

---

*) 1 Knoten (Seemeile) = 1 Meridianminute = 1852 m.

man das eigentliche Schiffsgerippe von Eisen und den äußeren Belag von Holz bildet, welcher letztere, wie bei ganz hölzernen Schiffen, mit Kupfer beschlagen wird. Alle sonstigen Mittel gegen das Bewachsen, wie z. B. giftige Anstriche &c., haben zu günstigen Resultaten nicht geführt. Ferner hat man eiserne Schiffe durch einen Beschlag mit Zinkplatten vor dem Anwuchs zu schützen gesucht. Hierbei ist zwar das Eisen als elektro-negatives Glied der galvanischen Kette einer besonderen Oxydation nicht unterworfen, dagegen wird hierbei das Zink um so schneller durch Oxydbildung verzehrt, z. B. wird berichtet, daß bei einem Schiffe eine einzige Expedition nach der afrikanischen Küste genügt hat, um die Zinkbekleidung vollständig aufzulösen, während in anderen Fällen die 3 mm dicken Zinkbekleidungsplatten schon nach 12 Monaten durchfressen waren. Die Frage eines wirksamen Schutzes der eisernen Schiffe gegen das Bewachsen muß zur Zeit noch als ungelöste angesehen werden.

Ein in früherer Zeit sehr störend auftretender Uebelstand eiserner Schiffe bestand in dem Einflusse, welchen die großen Eisenmassen derselben auf das Spiel der Magnetnadel ausübten, dieser Uebelstand hat in neuerer Zeit in dem Maße an Bedeutung verloren, in welchem man erfolgreiche Methoden zur Compaßcorrection kennen gelernt hat.

Die Anwendung des Stahls zu Schiffen hat bisher hauptsächlich nur unter außergewöhnlichen Umständen, z. B. dort stattgefunden, wo man wegen der geringen Wassertiefe das Gewicht von Schiffen auf ein Minimum reduciren mußte. In solchen Fällen konnten die Materialstärken um $^1/_4$ bis $^1/_3$ schwächer ausfallen, als unter gleichen Umständen bei eisernen Schiffen. Bisher hat indessen einer allgemeineren Verwendung von Stahl außer dem höheren Preise und der schwierigeren Bearbeitung dieses Materials vorzüglich der Umstand hindernd im Wege gestanden, daß es nicht möglich war, Stahl von solcher Gleichmäßigkeit seiner Beschaffenheit, namentlich hinsichtlich der Festigkeit und Dehnbarkeit, zu erzeugen, wie dies beim Eisen der Fall ist. Insbesondere stand die größere Härte dieses Materials und seine Geneigtheit zu Brüchen im Wege. Wenn indessen die neuerdings vielfach angestellten, theilweise gelungenen Versuche der Darstellung eines gleichmäßigen weichen Stahls (Homogeneisen) von praktischen Erfolgen begleitet sein werden, so dürfte dem Schiffbauer hierin ein Material geboten sein, mit Hülfe dessen das Eigengewicht der Schiffe um noch etwa $^1/_4$ kleiner ausfällt, als das der eisernen, welcher Umstand insbesondere für Handelsschiffe von großer Bedeutung sein müßte, insofern deren Ladungsfähigkeit in entsprechendem Maße sich erhöhen würde.

Bewegungswiderstand der Schiffe. Der Widerstand des Wassers, welcher sich der Bewegung der Schiffe entgegensetzt, kann der Hauptsache §. 104.

nach als aus drei Theilen bestehend angesehen werden. Diese Einzelwiderstände werden veranlaßt

1) durch Reibung der Wassertheilchen an der eingetauchten Schiffsoberfläche,

2) durch die Bildung von Wasserwirbeln hinter dem Schiffe,

3) durch die Erzeugung von Wellen auf der Wasseroberfläche.

Von diesen Widerständen ist der unter 1 genannte Reibungswiderstand bei geringeren Geschwindigkeiten der bedeutendste, während bei gut gebauten Schiffen mit glatt verlaufenden Formen der Wirbel bildende Widerstand nur klein ist. Die zur Erzeugung von Wellen aufzuwendende Kraft erreicht erst bei größeren Schiffsgeschwindigkeiten einen erheblichen Werth, und steigt sehr schnell, sobald die Schiffsgeschwindigkeit eine gewisse von der Schiffsform abhängige Größe überschreitet.

Unsere Kenntniß der Gesetze, nach welchen der Schiffswiderstand sich richtet, ist bislang noch eine sehr beschränkte, und insbesondere sind die in Thl. I, Abschn. 7, Cap. 9 angegebenen Coefficienten, welche für kleine Flächen gefunden worden sind, nicht ohne Weiteres auf Schiffe anwendbar, deren Widerstand wesentlich von der speciellen Form abhängt. Erst durch die in neuerer Zeit auf Veranlassung der englischen Admiralität insbesondere von Froude*) eingeführte Methode der Anstellung von Versuchen an wirklichen Modellen von der genauen Form der Schiffe läßt sich näherer Aufschluß über die Gesetze des Widerstandes erwarten.

Nach diesen Versuchen hängt der Reibungswiderstand, welcher direct proportional mit der eingetauchten Bodenfläche des Schiffes wächst, nicht nur von dem Grade der Rauhigkeit dieser Fläche, sondern auch von der Länge derselben ab, und steht im Verhältnisse mit dem Quadrate der Geschwindigkeit. So fand sich z. B. für eine 8′ (2,44 m) lange gefirnißte Fläche bei einer Geschwindigkeit von 10′ (3,05 m) der Reibungswiderstand zu 0,325 Pfund pro Quadratfuß Oberfläche (1,59 kg pro Quadratmeter), während der Widerstand bei einer Länge von 50′ (15,2 m) und derselben Geschwindigkeit um 20 Proc. geringer ausfiel. Für noch größere Längen der eingetauchten Flächen als 50′ scheint dagegen eine weitere Abnahme des Coefficienten nicht stattzufinden. Froude erklärt den Einfluß der Länge dadurch, daß er ein gewisses Mitschleppen der Wassertheilchen durch die Schiffswand annimmt, in Folge dessen die nachfolgenden Partien der Fläche nicht an ruhendem, sondern an solchem Wasser sich reiben, welches schon eine gewisse Bewegung im Sinne des Schiffes angenommen hat, so daß aus der kleineren relativen Bewegung auch ein geringerer Reibungs-

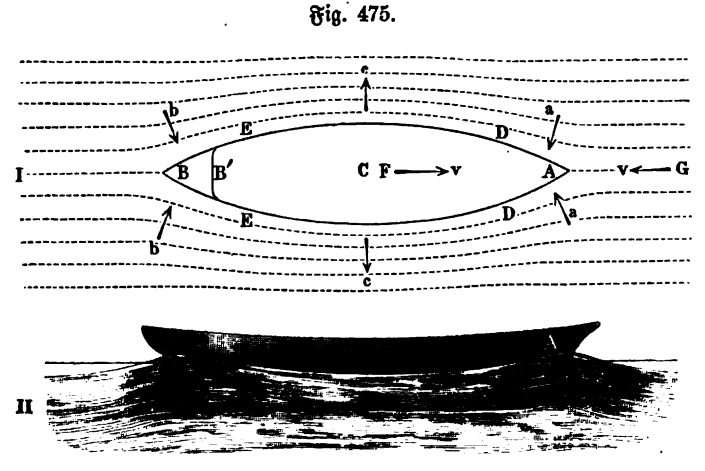
*) S. White, Handbuch f. Schiffbau. Uebers. v. Schlick und van Hüllen. Abschn. 11.

widerstand folgt. Von großem Einflusse auf den Reibungswiderstand zeigte sich die mehr oder minder rauhe Beschaffenheit der Oberfläche; z. B. fand sich der Widerstand für eine mit Baumwollstoff überzogene Fläche doppelt so groß, wie unter sonst gleichen Verhältnissen für eine mit Firniß gestrichene, woraus die große Steigerung des Widerstandes sich erklärt, welche in Folge des Bewachsens der Schiffe eintritt. Der Reibungscoefficient für gereinigte, mit Talg oder Farbe gestrichene Schiffsböden wird bei einer Geschwindigkeit von 10′ (3,05 m) zu 0,25 Pfund pro Quadratfuß (1,22 kg pro Quadratmeter) angegeben, was bei einer Geschwindigkeit der Seeschiffe von 12,8 Knoten in der Stunde (6,6 m pro Secunde) 1 Pfund pro Quadratfuß (4,88 kg pro Quadratmeter) ergiebt.

Die Versuche ergaben, daß bei gut gebauten Schiffen und geringer Geschwindigkeit die Reibung des Wassers fast den ganzen Widerstand ausmacht, von welchem sie bei Geschwindigkeiten von 6 bis 8 Knoten (3 bis 4 m) 80 bis 90 Proc. und bei den größten Geschwindigkeiten immer noch 60 bis 70 Proc. beträgt. Von der Form des Schiffes scheint die Reibung unabhängig zu sein.

Die Schiffsform hat dagegen einen wesentlichen Einfluß auf die Größe der durch Wirbel- und Wellenbildung hervorgerufenen Widerstände.

Fig. 475.



Um sich von der Entstehung dieser Widerstände eine Anschauung zu verschaffen, sei A (Fig. 475) der Bug und B das Heck eines Schiffes, welches sich in der Richtung des Pfeiles F mit einer Geschwindigkeit v in ruhendem Wasser von unbegrenzter Breite bewege. Für die vorliegende Betrachtung kann man sich dann auch vorstellen, das Schiff sei in Ruhe, während das Wasser mit der entgegengesetzten Geschwindigkeit $-v$ in der Richtung des

Pfeiles G sich bewegt. Die in einer mit dem Kiele AB parallelen Richtung ankommenden Wasserfäden werden dann in der Nähe des Bugs A nach beiden Seiten abgeleitet und nehmen erst mittschiffs in dem Querschnitte durch C wieder eine dem Kiele parallele Richtung an, aus welcher sie dann am Hinterschiffe CB wieder abgelenkt werden, um sich hinter dem Heck B des Schiffes zu schließen. Wenn hierbei die Formen des Vorder- und Hinterschiffes in gehöriger Art sanft und allmälig verlaufend sind, so wird eine Wirbelbildung fast gänzlich vermieden, wohingegen eine solche Wirbelbildung hinter dem Schiffe eintreten muß, sobald dasselbe nicht in einer schlanken Spitze, sondern in einem stumpf abgeschnittenen Heck wie B' endigt. Die letztere Form wird man daher, wenn sie nicht durch besondere Verhältnisse geboten ist, zu vermeiden suchen. Die hier gedachte Ablenkung der Wasserfäden wird sich zu beiden Seiten des Schiffes nur bis zu gewisser Entfernung erstrecken, wenigstens wird diese Ablenkung in einiger Entfernung von dem Schiffe so unmerklich werden, daß man daselbst die parallelen Wasserfäden als ungestört ansehen darf. Der Bug A des Schiffes wird bei der Durchfurchung des Wassers einen gewissen Stau über die Wasserfläche erzeugen, dessen Entstehung man sich bei der hier gemachten Annahme einer Bewegung des Wassers gegen das ruhende Schiff auch dadurch erklären kann, daß die Wasserfäden bei A in Folge ihrer dem Schiffe zugekehrten convexen Seiten einen centrifugalen Druck gegen das Schiff in der Richtung der Pfeile a ausüben. Als Resultirende dieser Druckkräfte ergiebt sich daher ein gewisser, der Bewegung des Schiffes entgegentretender Widerstand, für dessen Größe man die Höhe des bei A erzeugten Staues als Maß ansehen darf. Verfolgt man den Lauf der Wasserfäden, so findet man, daß dieselben in gewissen Punkten D und E ihre Krümmung ändern, so daß zwischen diesen Wendepunkten ein Druck der Wasserfäden in der Richtung der Pfeile c nach außen stattfindet, in Folge dessen das Wasser in der Mitte des Schiffes höchst wahrscheinlich ein wenig unter den ruhenden Wasserspiegel herabgedrückt wird. Endlich werden die Wassertheilchen hinter den Wendepunkten E wiederum eine nach innen gerichtete Pressung in der Richtung der Pfeile b auf das Schiff äußern, in Folge deren am Heck ebenfalls ein gewisser Stau des Wassers über die ursprüngliche Wasserfläche erzeugt wird. Dieser Stau resp. diese Pressung auf das Hinterschiff repräsentirt eine gewisse vorwärts treibende Kraft, welche dem Schiffe zu Gute kommt, und den Widerstand am Bug zum großen Theile neutralisirt, vorausgesetzt, daß das Hinterschiff ebenso wie das Vorderschiff in gehörig schlanker Curve verläuft. Dagegen wird bei einer stumpfen Endigung des Schiffes wie bei B' die lebendige Kraft der daselbst von beiden Seiten gegen einander stoßenden Wassertheilchen durch Wirbel aufgezehrt, ohne einen treibenden Druck auf das Schiff zu veranlassen. Hieraus erklärt sich ohne Weiteres

der Nachtheil einer stumpfen Form des Hinterschiffs. Andererseits ist der durch Wirbelbewegung hervorgerufene Widerstand bei guten Schiffsformen erfahrungsmäßig immer nur von geringer Größe, und man kann denselben nach Froude etwa gleich 8 Proc. von dem oben besprochenen Reibungswiderstande schätzen. Man muß annehmen, daß nur durch die Reibung der Wassertheilchen an dem Schiffsboden eine geringe Wirbelbewegung im Kielwasser hervorgerufen wird, welche sich nicht einstellen würde, wenn das Wasser ein vollkommenes, also reibungsloses Fluidum wäre. Gleichzeitig erkennt man aus der vorstehenden Betrachtung, warum der Widerstand der Schiffe in beträchtlichem Grade durch die Anwendung einer Schraube als Treibapparat oder Propeller vergrößert wird, weil nämlich die Schraube durch das energische Hinaustreiben des Kielwassers in der dem Schiffe entgegengesetzten Richtung die Wasserfäden am Heck großentheils an einem allmäligen Zusammenschließen und daher an der Möglichkeit hindert, einen vorwärtstreibenden Druck auf das Hinterschiff auszuüben.

Aus der Figur 475 erkennt man auch die Art des Widerstandes, welcher durch Bildung von Wellen erzeugt wird. Wenn am Bug bei A ein Stau sich einstellt, der das Schiff also in seiner Bewegung begleitet, so kann man diesen Stau als den Kamm einer Welle ansehen, deren Wellenthal da liegt, wo das Vorderschiff sich an die volle Form des Mittelschiffes anschließt, d. h. da, wo der erste Hauptspant sich befindet. Der Schiffsbug erzeugt daher Wellen, deren halbe Länge gleich der Länge des Vorderschiffes ist. Aehnliche Betrachtungen gelten auch hinsichtlich der Wellen, welche durch den am Heck B eintretenden Stau hervorgerufen werden, und deren halbe Länge zwischen Berg und Thal mit der Länge des Hinterschiffes übereinstimmt. Zur Erzeugung dieser Wellen, welche sich bekanntlich mit der ihrer Länge eigenthümlichen Geschwindigkeit auf große Entfernungen fortpflanzen, gehört eine gewisse mechanische Arbeit, welche dem betreffenden Wellenbildungswiderstande des Schiffes entspricht. Dieser Widerstand ist, wie durch die scharfsinnigen Untersuchungen Rankine's, Russel's, Froude's u. Anderer festgestellt worden, wesentlich abhängig von der Länge des Vorder- und Hinterschiffes und von der Geschwindigkeit, mit welcher das Schiff sich bewegt. Dieser Widerstand wird nämlich am kleinsten, sobald die Geschwindigkeit des Schiffes übereinstimmt mit der fortschreitenden Geschwindigkeit, welche der erzeugten Welle vermöge ihrer Länge zukommt, und welche Geschwindigkeit nach der Thl. I, Anhang, gegebenen Formel sich zu

$$c = \sqrt{g R} = \sqrt{\frac{g l}{2 \pi}}$$

bestimmt, wenn l die ganze Länge einer Welle zwischen zwei Wellenbergen

bedeutet. Demgemäß giebt Scott Russel an, man solle die Längen l_1 des Vorderschiffes und l_2 des Hinterschiffes in Metern zu

$$l_1 = 0{,}1714\, V^2 \text{ und } l_2 = 0{,}1144\, V^2 = {}^2/_3\, l_1$$

annehmen, wenn V die Maximalgeschwindigkeit des Schiffes in Knoten pro Stunde bedeutet*). Wenn eine solche Uebereinstimmung zwischen der Geschwindigkeit des Schiffes und derjenigen der erzeugten Wellen nicht vorhanden ist, wenn z. B. wegen ungenügender Länge des Vorderschiffes die durch dasselbe erzeugten Wellen eine geringere natürliche Geschwindigkeit haben, als das Schiff, so wird das letztere beständig neue Wellen erzeugen müssen, indem die vorher erzeugten bei ihrem Fortschreiten hinter dem Schiffe zurückbleiben, und die in ihnen vorhandene lebendige Kraft bei der Ausbreitung der Wellen vollständig verloren geht. Bei gleicher Geschwindigkeit des Schiffes und der Wellen wird dagegen der einmal von dem Schiffsbuge erzeugte Wellenkamm den ersteren stetig begleiten, es ist daher durch das Schiff nicht unausgesetzt ein neuer Stau zu erzeugen, sondern nur die verhältnißmäßig viel geringere Arbeit aufzuwenden, welche zur Erhaltung der Wellen in ihrer ursprünglichen Höhe erforderlich ist. Wenn daher ein Schiff von gewissen Dimensionen des Vorder- und Hinterschiffes in allmälig beschleunigte Bewegung gesetzt wird, so ist der aus der Wellenerzeugung hervorgehende Widerstand so lange nur von unbedeutender Größe, als die Schiffsgeschwindigkeit diejenige der erzeugten Wellen nicht überschreitet. Sobald indessen diese Geschwindigkeiten gleich geworden sind, wird bei weiterer Steigerung der Schiffsgeschwindigkeit der Widerstand sehr schnell wachsen müssen, eine Erscheinung, welche durch die darüber angestellten Versuche außer Zweifel gesetzt ist. Die besten Autoritäten stimmen darin überein, daß es für jedes Schiff von bestimmten Verhältnissen, d. h. namentlich von bestimmten Längen des Vorder- und Hinterschiffes eine gewisse Geschwindigkeit giebt, bei deren Ueberschreitung der Widerstand plötzlich ein sehr schnelles Wachsthum zeigt. Nach den oben citirten Angaben von Russel würde diese Geschwindigkeit V in Knoten aus

$$l_1 + l_2 = 0{,}2858\, V^2 \text{ zu } V = 1{,}87 \sqrt{l_1 + l_2}$$

sich ergeben.

Wenn unter Umständen von diesen Verhältnissen zwischen Länge und Geschwindigkeit auch abgewichen werden muß, wie dies z. B. bei den Torpedoböten der Fall ist, welche trotz ihrer geringen Länge von 20 bis 30 m Geschwindigkeiten von 16 bis 20 Knoten erreichen, so zeigt sich in solchen Fällen in Uebereinstimmung mit dem Vorstehenden doch auch immer, daß

*) 1 Knoten oder 1852 m pro Stunde ist gleichbedeutend mit 0,514 m pro Secunde.

die zur Bewegung dieser Schiffe dienende Triebkraft unverhältnißmäßig groß ausfällt.

Es geht aus dem Obigen schon hervor, daß der Widerstand eines Schiffes bei verschiedenen Geschwindigkeiten sehr wesentlich von dessen Form abhängt, da jene kritische Grenze, bei welcher ein unverhältnißmäßig großes Wachsthum des wellenbildenden Widerstandes sich einstellt, bei verschieden gebauten Schiffen verschieden gelegen ist. Die in dieser Hinsicht von Froude angestellten Schleppversuche bestätigen dies, denn nach denselben war z. B. der Widerstand des einen Schiffes bei einer Geschwindigkeit von 10 Knoten gleich $^1/_{250}$ vom Schiffsgewichte, während bei einem anderen Schiffe dieser Bruchtheil trotz der größeren Geschwindigkeit von 13 Knoten nur zu $^1/_{350}$ sich ergab. Ein drittes Schiff ergab bei der sehr hohen Geschwindigkeit von 16 Knoten einen Widerstand von nur $^1/_{200}$ des Schiffsgewichtes. Die Ermittelung des wirklichen Widerstandes wird daher für jede Schiffsklasse nur auf dem Wege des Versuchs geschehen können, und dazu schlägt Froude Versuche an verjüngten, mit dem Schiffe ähnlichen Modellen vor, indem er angiebt, daß, wenn für ein Modell der Widerstand bei der Geschwindigkeit v zu W gefunden wird, derjenige eines dem Modelle ähnlichen Schiffes, dessen lineare Abmessungen n mal so groß sind, bei einer Geschwindigkeit $v\sqrt{n}$ zu $n^3 W$ anzunehmen ist.

Anmerkung. Bisher pflegte man vielfach den Widerstand der Schiffe nach der Formel (s. Thl. I, Abschn. 7, Cap. 9)

$$W = \zeta F \frac{v^2}{2g} \gamma$$

zu bestimmen, wenn F die Fläche des Hauptspantes, v die Geschwindigkeit des Schiffes relativ gegen das Wasser, γ das Gewicht einer Cubikeinheit Wasser und ζ ein gewisser von der Form des Schiffes abhängiger Widerstandscoefficient ist. Der Coefficient ζ wird nach den Versuchen Campaignac's*) für Meeresdampfschiffe zu 0,075 angegeben, während er bei Segelschiffen und Kähnen, bei denen die Schiffsenden weniger schlank sind, auf 0,2 bis 0,45 steigt. Eine derartige Bestimmung des Widerstandes wird nach dem Vorstehenden nur sehr wenig Zuverlässigkeit gewähren, und etwa nur für langsam bewegte Fluß- und Canalschiffe gelten können.

Bei der Bewegung eines Schiffes in engen Canälen findet, wie schon in §. 92 bemerkt wurde, noch eine besondere Vergrößerung des Widerstandes dadurch statt, daß das Wasser nicht ungehindert zur Seite des Schiffes ausweichen kann, und sich deshalb vor dem Schiffe ein höherer Stau einstellt, als im unbegrenzten Wasser. Du Buat entwickelt aus den hierüber angestellten Versuchen von Bossut Formeln zur entsprechenden Correction von ζ, es scheinen dieselben aber nach d'Aubuisson's Berechnungen (s. dessen Hydraulik) zu große Resultate zu liefern. Die Reductionsformel

*) S. dessen Traité sur l'état actuel (1842) de la marine à vapeur.

$$\zeta_1 = \left(1 + \frac{1}{\left(\frac{f}{F} - 1\right)^2}\right)\zeta,$$

in welcher F den Querschnitt des Canals und f den des eingetauchten Schiffsprofils bedeutet, dürfte Resultate geben, welche mit der Erfahrung gut übereinstimmen.

Bei Schiffen, welche nicht durch Segel bewegt werden, tritt zu dem Widerstande des Wassers auch noch derjenige hinzu, welchen die Luft der Bewegung des Schiffskörpers sowie der Masten und Takelage entgegensetzt, welcher Widerstand unter Umständen, wenn das Schiff gegen einen starken Wind andampft, sehr beträchtlich werden kann. Man pflegt auch diesen Widerstand proportional mit dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit (relativ gegen das Schiff) anzunehmen und als exponirte Fläche die Projection aller über Wasser befindlichen Theile auf die Ebene des Hauptspantes anzusehen. Froude fand bei seinen Versuchen den Widerstand der Luft pro 1 Quadratfuß (engl.) ebener Fläche entsprechend einer Geschwindigkeit von 1 Fuß zu 0,0017 Pfund, was pro Quadratmeter bei 1 m Geschwindigkeit

$$\frac{0{,}0017 \,.\, 3{,}28^2 \,.\, 3{,}28^2}{2{,}205} = 0{,}089 \text{ kg}$$

beträgt. Demnach wäre der Luftwiderstand gegen einen Schiffskörper, für welchen die aus dem Wasser hervorragenden Theile eine Querfläche F darbieten, durch $L = 0{,}089\, F v^2$ dargestellt, worin v natürlich die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen die Luft bedeutet, also $v = v_1 + v_2 \cos \alpha$ zu setzen ist, wenn v_1 die Geschwindigkeit des Schiffes, v_2 diejenige des Windes und α den Winkel beider Richtungen darstellt. Aus den Versuchen Froude's geht ferner hervor, daß der Luftwiderstand der Masten und des Tauwerks getakelter Schiffe etwa gleich demjenigen des Schiffsrumpfes zu setzen ist.

§. 105. **Schiffsziehen.** Die Bewegung der Schiffe durch directes Ziehen kann in einfachster Art durch Menschen oder Thiere geschehen, welche an dem Ufer auf dem Leinpfade sich bewegen und ihre Zugkraft mittelst eines Seiles auf das Schiff übertragen. Diese Art des Transports ist naturgemäß nur anwendbar für eine Bewegung der Schiffe entlang den Ufern, also vornehmlich für Schifffahrt auf Flüssen und Canälen. Anstatt durch belebte Motoren hat man in einzelnen seltenen Fällen auch wohl die Zugkraft durch Locomotiven ausgeübt, welche auf einer mit dem Ufer parallelen Eisenbahn laufen. Viel häufiger findet dagegen der Fall des Bugsirens Anwendung, wobei die Zugkraft von einem durch Dampfkraft bewegten besonderen Schiffe oder Bugsirboote ausgeübt wird. Eine eigenthümliche Art des Schiffsziehens durch Dampfkraft findet bei der sogenannten Seil- und Kettenschleppschifffahrt statt, welche im folgenden Paragraphen näher besprochen werden soll.

Der Widerstand W beim Ziehen eines Schiffes in einem Schifffahrtscanale ist dem vorigen Paragraphen zufolge nach der Formel

$$W = \zeta \frac{v^2}{2g} F \gamma$$

zu berechnen, unter F die eingetauchte Fläche des Hauptspänts verstanden. Man kann hierin, wenn die Geschwindigkeit v des Schiffes nicht sehr groß ist, nach Morin's Versuchen $\zeta = 0{,}21$ bis $0{,}27$ einführen. Dagegen hat man den Widerstand für die Bewegung eines Schiffes vom Gewichte $G = V\gamma$ in einem fließenden Wasser, dessen Geschwindigkeit c und dessen Abhang an der Oberfläche gleich α ist, zu

$$W = \zeta \frac{(v \pm c)^2}{2g} F \gamma \pm G \sin \alpha$$

anzunehmen, worin die Pluszeichen für die Bergfahrt, die negativen Zeichen für die Thalfahrt gelten. Die Zugkraft P zur Bewegung des Schiffes fällt niemals mit dem Widerstande W in dieselbe Richtung, denn während der letztere etwa in derjenigen Horizontalebene anzunehmen ist, in welcher der Schwerpunkt der vom Wasser benetzten Fläche des Schiffes liegt, wird das Zugseil das Schiff immer an einem viel höher gelegenen Punkte ergreifen. Die Zugkraft ist ferner gegen den Horizont geneigt. Außerdem hat die Richtung des Zugseiles, wenn dasselbe durch Thiere gezogen wird, noch eine gewisse seitliche Abweichung von der Cursrichtung des Schiffes, welche um so größer ist, je kürzer das Zugseil und je größer die Entfernung des Leinpfades von der Richtung des Schiffscurses ist. Eine derartige seitliche Abweichung des Schleppseils von der Bewegungsrichtung findet in der Regel auch, wenn auch in geringerem Grade, bei dem Bugsiren der Schiffe durch einen Schlepper statt, von welchem mehrere Schlepptaue in etwas divergirenden Richtungen nach eben so vielen zu bewegenden Schiffen ausgehen. In Folge der Neigung des Zugseiles gegen den Horizont wird das Schiff um eine entsprechende kleine Größe tiefer eingetaucht werden als im Zustande der Ruhe, auch wird in Folge der hohen Lage des Seilangriffspunktes dem Schiffe die Tendenz ertheilt, seine Steuerlastigkeit zu ändern und mit dem Buge etwas tiefer einzutauchen, während der hintere Schiffstheil etwas aus dem Wasser gehoben wird. Damit das Schiff aber überhaupt einen von der Richtung des Seiles abweichenden Curs annehme, ist es nöthig, außer dem Seilzuge Z noch eine andere Kraft R durch das Steuerruder auf das Schiff auszuüben, welche mit Z zusammen eine Mittelkraft giebt, die mit dem Widerstande W im Gleichgewichte, d. h. diesem gleich und in derselben Geraden entgegengesetzt ist.

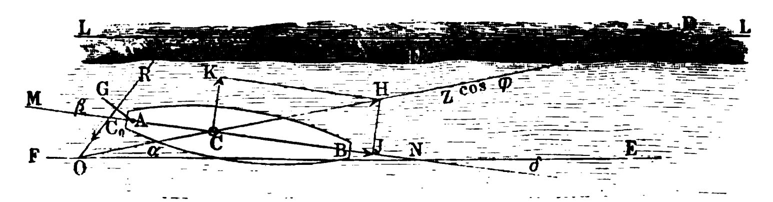
Es sei CD, Fig. 476 (a. f. S.), das Zugseil, an welchem die auf dem Leinpfade LL mit der Geschwindigkeit v gehenden Thiere eine Zugkraft Z ausüben mögen. Wenn das Zugseil gegen den Horizont unter dem Winkel φ

geneigt ist, so wird die verticale Componente $Z \sin \varphi$, auf den Mast C abwärts wirkend, die Eintauchung des Schiffes um das Volumen

$$\Delta V = \frac{Z \sin \varphi}{\gamma}$$

vergrößern. Dieser Werth wird im Allgemeinen im Verhältnisse zu dem

Fig. 476.



Gewichte des Schiffes so unbedeutend sein, daß er vernachlässigt werden kann. Die horizontale Componente der Zugkraft

$$Z \cos \varphi = CH$$

läßt sich nun in zwei Seitenkräfte CJ und CK nach der Richtung des Kieles und senkrecht dazu zerlegen, welche beiden Kräfte dem Schiffe entsprechende Neigungen nach der Längs- und nach der Querrichtung zu ertheilen bestrebt sind. Die Größen der hierdurch erzeugten Neigungswinkel, von denen jedenfalls der durch CJ längsschiffs hervorgerufene sehr unbedeutend sein wird, lassen sich nach dem in §. 100 über die Stabilität der Schiffe Gesagten ermitteln, worauf hier nicht weiter eingegangen werden soll. Die beiden Seitenkräfte CJ und CK erzeugen ferner gewisse Bewegungen des Schiffes in der Richtung des Kieles AB resp. in der dazu senkrechten Richtung, so daß das Schiff eine gewisse aus diesen beiden Bewegungen zusammengesetzte Bewegung annimmt, deren Richtung etwa durch FE gegeben sein mag. Man pflegt dann den Winkel $BNF = \delta$, um welchen der Schiffscurs von der Kiellinie AB abweicht, die Abtrifft zu nennen. Damit nun der Schiffscurs FE die erforderliche, dem Leinpfade L resp. dem Ufer U parallele Richtung habe, ist es nöthig, durch das Steuerruder AG auf das Schiff eine Kraft R so auszuüben, daß dieselbe mit der horizontalen Componente $Z \cos \varphi$ der Zugkraft eine in die Richtung FE fallende Mittelkraft giebt, welche dem in dieser Richtung wirkenden Bewegungswiderstande W gleich und entgegengesetzt ist. Hierzu ist nöthig, daß die von dem Steuer ausgeübte Kraft R durch den Durchschnittspunkt O zwischen der Schiffsrichtung FE und der Zugrichtung CD hindurchgeht, und daß die Bedingungen erfüllt sind:

$$Z \cos \varphi \sin \alpha = R \cos (\delta + \beta) \text{ und}$$
$$Z \cos \varphi \cos \alpha = W + R \sin (\delta + \beta),$$

wenn man mit $\alpha = COE$ die Abweichung des Seiles von der Schiffsbewegung und mit $\beta = MAG$ die Ablenkung des Steuerruders von der Kiellinie bezeichnet. In diesen Gleichungen kann man $\cos\varphi = 1$ setzen, da die Neigung des Zugseiles gegen den Horizont meist nur unbedeutend sein wird, und man erhält die Kraft des Steuers von der Fläche S genügend genau durch

$$R = \zeta_1 \frac{v^2}{2g} \sin^2(\beta + \delta)\, S\gamma,$$

wenn man darin $\zeta_1 = 1$ setzt.

Der Widerstand W des Schiffes wächst natürlich mit der Größe der Abtrifft, indem derselbe seinen kleinsten Werth annimmt, wenn der Schiffscurs mit der Kielrichtung zusammenfällt, also $\delta = 0$ ist. Dieser letztere Fall würde nur möglich sein, wenn der Durchschnittspunkt O zwischen der Zugkraft Z des Seiles und dem Steuerdrucke R in die Längsrichtung AB des Schiffes fallen würde, d. h. also wenn das Schiff in dem Punkte C_0 von dem Seile erfaßt würde, was wohl nicht angängig ist.

Die mechanische Arbeit zur Fortbewegung des Schiffes drückt sich bei der Geschwindigkeit v der Zugthiere und des Schiffes zu

$$A = Z\cos\varphi\,\cos\alpha\,.\,v = [W + R\sin(\delta + \beta)]\,v$$

per Zeiteinheit aus.

Beispiel. Welche Kraft erfordert die Bewegung eines Schiffes in einem Schiffscanale, wenn der eingetauchte Hauptquerschnitt 5 qm und die Geschwindigkeit 1 m beträgt? Nimmt man $\zeta = 0{,}25$ an, so erhält man die Zugkraft zu

$$0{,}25\,\frac{1^2}{2\,.\,9{,}81}\,5\,.\,1000 = 63{,}5\,\mathrm{kg},$$

und folglich die nöthige Arbeit pro Secunde

$$A = 63{,}5\,\mathrm{mkg},$$

welche von einem Pferde verrichtet werden kann.

Wenn dasselbe Schiff in einem Flusse, dessen Geschwindigkeit 0,6 m und dessen relatives Gefälle 0,0001 beträgt, mit derselben Geschwindigkeit stromaufwärts gezogen werden soll, so findet man, wenn das Deplacement des Schiffes 80 cbm beträgt, die erforderliche Zugkraft zu

$$0{,}25\,\frac{(1 + 0{,}6)^2}{2\,.\,9{,}81}\,5\,.\,1000 + 80\,.\,1000\,.\,0{,}0001 = 161{,}5 + 8 = 169{,}5\,\mathrm{kg},$$

zu deren Ausübung drei Pferde erforderlich sein werden.

Tauschifffahrt. Zum Schleppen der Schiffe in Canälen und Strömen hat man in neuerer Zeit mehrfach mit Vortheil sich des Mittels bedient, in der Fluß- oder Canalstrecke ein an beiden Enden verankertes Kabel zu verlegen, an welchem sich das schleppende Schiff entlang zieht. Zu dem Ende wird das Kabel, welches zuerst in einer Kette bestand, neuerdings aber

§. 106.

meistens durch ein Drahtseil gebildet wird, aus dem Wasser aufsteigend an dem vorderen Schiffsende über eine Leitrolle und von hier nach einer mittschiffs befindlichen Trommel geführt, welche durch eine Dampfmaschine in Umdrehung gesetzt wird. Nach Umführung des Kabels um diese Trommel wird das erstere über eine zweite im hinteren Schiffstheile angebrachte Leitrolle geführt, von welcher es frei auf das Flußbett herabfällt. Es geht aus dieser Anordnung hervor, daß bei der gedachten Umdrehung der Trommel diese letztere sich an dem festgehaltenen Taue mit einer der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel gleichen Geschwindigkeit entlang wälzen muß, vorausgesetzt, daß die zwischen dem Tau und der Trommel vorhandene Adhäsion genügend ist, um ein Gleiten zu verhüten. An dieser fortschreitenden Bewegung der Trommel muß natürlich das ganze Schiff Theil nehmen, und es werden auch noch die an das letztere gehängten Schiffe geschleppt werden, wenn nur am Umfange der Trommel die hinreichende Kraft ausgeübt wird, und das Tau die genügende Festigkeit darbietet. Diese Transportmethode bietet eine gewisse Aehnlichkeit mit dem in §. 90 besprochenen Agudio'schen Seilbetrieb für schiefe Ebenen dar, und zwar auch in der Hinsicht, als man mit Hülfe der Tauschifffahrt Strömungen überwinden kann, in welchen die gewöhnlichen Rad- oder Schraubendampfschiffe ebenso wirkungslos sein würden, wie die Locomotiven auf geneigten Ebenen es sind.

Um das erwähnte Gleiten des Kabels auf der Trommel zu verhindern, hat man den Umfang der letzteren bei der Anwendung einer Kette mit Zähnen versehen, welche in die Kettenglieder eingreifen, oder aber man hat anstatt einer Trommel deren zwei mit mehreren Rinnen neben einander angebracht, und die Kette abwechselnd um die beiden Trommeln in je einer halben Umwindung geführt, in ähnlicher Art, wie dies mit dem Tau bei dem Agudio'schen Schleppwagen, §. 90, der Fall ist, und wie es bei der Windevorrichtung in §. 13, Fig. 53, besprochen worden. Bei der Anwendung eines Drahtseiles dagegen wird fast allgemein die in Thl. III, 1, Cap. IV besprochene Fowler'sche Klappenscheibe zur Anwendung gebracht.

Die Einrichtung eines Kettenschleppschiffes, wie es bei Magdeburg auf der Elbe zur Ausführung*) gekommen ist, zeigen die Figuren 477 und 478. Hier sind a und a_1 die beiden mit je vier Rillen versehenen Kettentrommeln von 3,68 m Umfang, welche mit Zahnrädern versehen sind, in welche ein auf der Dampfmaschinenwelle befindliches Zahngetriebe eingreift, so daß beide Trommeln $a\,a_1$ nach derselben Richtung umgedreht werden, und zwar beträgt die Umfangsgeschwindigkeit derselben, also auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit, bei der Bergfahrt 1,73 m, und bei der Thalfahrt 2,42 m in

*) S. Zeitsch. deutsch. Ing. 1867, S. 205.


Fig. 477.


Fig. 478.

der Secunde. Das Schiff ist, um nicht umgewendet werden zu müssen, an jedem Ende mit einem Steuerruder *s* versehen, welche beiden Ruder von der Mitte aus durch *b* bewegt werden können. Die aus dem Wasser aufsteigende Kette *k* wird zunächst an jedem Ende des Schiffes über je eine Rollenleitung geführt, welche aus den horizontalen Rollen *c* und den verticalen Rollen *d* und *e*, Fig. 479 und 480 (a. f. S.), besteht, von welchen Rollenleitungen durch die hölzernen Rinnen *f* die Führung der Kette nach den Trommeln *a* vermittelt wird. Die Kette ist daher gerade in der Mitte des Schiffes angeordnet; indessen sind die Rollen *c* und *d* an jedem Schiffsende in einem drehbaren Arme *g* gelagert, welcher um seinen Zapfen *o* eine Drehung um etwa 45° nach jeder Seite zuläßt, wodurch dem Schiffe eine bestimmte Steuerfähigkeit gewahrt ist, vermöge deren seine Längsrichtung um einen gewissen Winkel von der Richtung der Kette abweichen kann. Hierdurch ist es möglich, die Lage der Kette im Flußbette entsprechend zu verändern. Diese Möglichkeit

macht sich besonders in Krümmungen nöthig, wo die Kette die Neigung zeigt, sich der Curvensehne, also dem convexen Ufer, zu nähern, so daß die

Fig. 479.

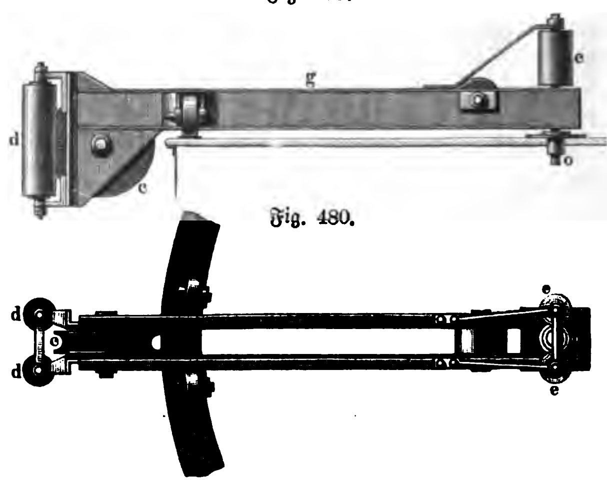


Fig. 480.

Kettenschleppschiffe in der Regel die Thalfahrt dazu benutzen, die bei der Bergfahrt aus der richtigen Lage gekommene Kette wieder dahin zurück zu versetzen. Die angewandte Kette ist eine englische Ankerkette mit einer Eisenstärke von 22 mm, die Dampfmaschine ist eine zweicylindrige Condensationsmaschine mit Cylindern von 0,355 m Durchmesser und 0,656 m Hub, welche bei der Bergfahrt 50 und bei der Thalfahrt 70 Umdrehungen macht. Das Umsetzungsverhältniß zwischen den Zahnrädern ist wie 49 : 89 gewählt.

Anstatt der Ketten hat man in neuerer Zeit nach Vorgängen in Belgien vielfach Drahtseile als Schleppkabel verwendet, und es wird hierbei, wie schon erwähnt worden, fast ausschließlich die Fowler'sche Klappenscheibe als Seiltrommel gewählt. Die Anwendung von Drahtseilen gewährt dem Kettenbetriebe gegenüber mancherlei Vortheile. Abgesehen von der größeren Leichtigkeit und daher Billigkeit ist zunächst der Gang der Maschine erfahrungsmäßig beim Seilbetriebe sanfter und ruhiger als bei Anwendung einer Kette; ferner kann das Seil einfach durch die Schleusen eines Canals hindurchgeführt werden, indem man die Thore mit entsprechenden Schlitzen versieht, derartig, daß sie beim Oeffnen und Schließen das Seil selbstthätig in gehöriger Weise zur Seite schieben, was bei Ketten nicht der Fall ist. Auch kann man in frequenten Canälen unbedenklich zwei Seile neben einander legen, von denen eines für die eine Richtung, das andere für die entgegengesetzte Richtung dient, wodurch der Zeitaufenthalt vermieden wird, welcher in

Folge der Begegnung zweier an demselben Seile gehenden Schlepper durch das Abwerfen und Wiederauflegen des Seiles für den einen Schlepper unvermeidlich ist. Auf Flüssen wird das Seil in der Regel überhaupt nur in der Richtung zu Berg benutzt, indem die Schiffe den Thalweg mittelst einer besonderen Schraube zurücklegen, da hierfür, wie sich aus den späteren Ermittelungen ergeben wird, die Vortheile der Tauschifffahrt nur geringe sind. Man kann in der Hauptsache zwei verschiedene Anordnungen der Seilschiffe unterscheiden, je nachdem die Seilrolle vertical oder horizontal aufgestellt ist. In den Figuren 481 und 482 ist eine Anordnung*) skizzirt,

Fig. 481.

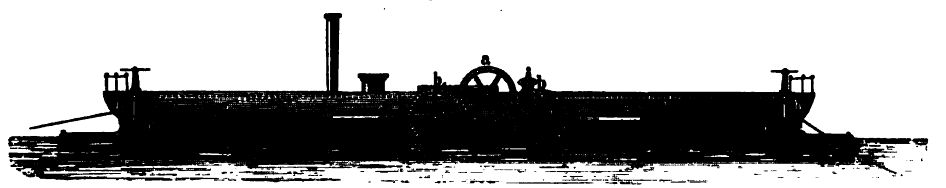
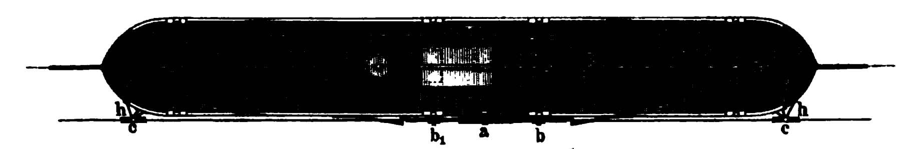


Fig. 482.



bei welcher die Fowler'sche Seilscheibe *a* sowohl wie die beiden Leitrollen $b\,b_1$ vertical und zwar an der einen Längsseite des Schiffes angebracht sind. In welcher Weise hierbei das Seil *s* an jedem Ende des Schiffes über eine Führungsrolle *c* geleitet ist, welche, um dem Schiffe genügende Steuerfähigkeit zu belassen, in einem nach Art von Universalgelenken beweglichen Gehänge *h* aufgehängt ist, geht aus der Figur hervor. Die hierbei wie bei den meisten Seilschiffen gewählte Anordnung des Taues zur Seite, anstatt über der Mitte des Schiffes, vereinfacht das schnelle Abwerfen und Wiederauflegen des Seiles, ein Vortheil, welcher den Nachtheil der geringen seitlichen Belastung des Schiffes durch das Seilgewicht wesentlich übertrifft. Die Axen der Leitrollen *b* des Seiles sind in schrägen unter 45° gegen den Horizont geneigten Coulissenführungen mit Hülfe von Schrauben verstellbar, um dadurch das Seil fest in die Nuth der Seilscheibe *a* pressen zu können. In welcher Weise durch die den Umfang der letzteren bildenden Klappen die

*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1869, Thl. XXV, S. 737.

Adhäsion zwischen der Rolle und dem Seile durch die eigene Spannung des letzteren erzeugt wird, ist bereits in Thl. III, 1, Cap. IV angegeben.

Die hier angedeutete Anordnung der Seilscheibe a und der beiderseits angebrachten Leitrollen $b\,b_1$ hat den Uebelstand im Gefolge, daß das Drahtseil auf den Umfängen dieser Rollen mehrfach unmittelbar hinter einander starken Krümmungen nach entgegengesetzten Richtungen ausgesetzt ist, in Folge dessen ein starker Verschleiß zu vermuthen ist. Diesen Uebelstand zu vermeiden, hat M. v. Eith die auch schon in Thl. III, 1, Cap. IV angegebene Anordnung getroffen, bei welcher durch eine einzige, mit zwei Spuren

Fig. 483.

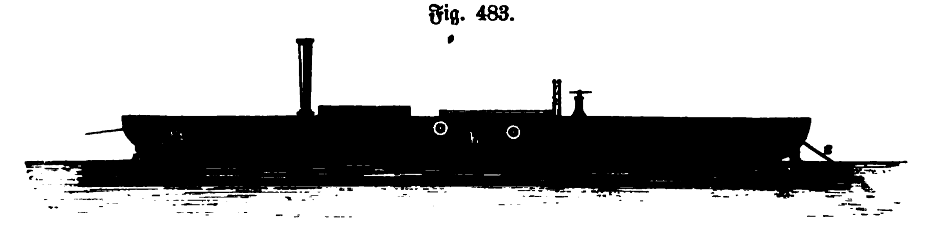
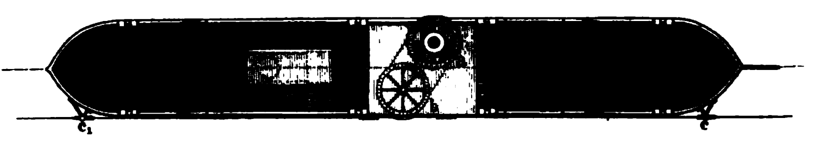


Fig. 484.



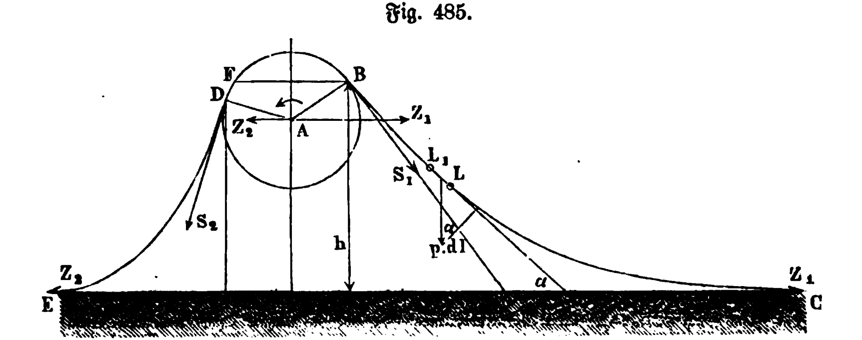
versehene Leitrolle die Biegung des Seiles auf allen Rollen in demselben Sinne ermöglicht wird. In den Figuren 483 und 484 ist diese Anordnung skizzirt. Das Seil s geht auch hier über die Führungsrolle c nach der horizontal gelagerten zweispurigen Leitrolle b, von hier über die Fowler'sche Scheibe a und über die zweite Spur von b zurück nach der Führungsrolle c_1. Im Uebrigen ist die Einrichtung mit der vorhergehend besprochenen übereinstimmend, nur ersieht man noch in S eine Schraube zur Bewegung des Schiffes thalwärts, nachdem dasselbe das Seil verlassen hat. Dieser Dampfer hat bei 25 m Länge, 3,85 m Breite und 2,15 m Höhe bis zum Deck einen Tiefgang von 1 m. Die zweicylindrige Hochdruckdampfmaschine, deren Cylinder 0,222 m Durchmesser und 0,305 m Hub haben, äußert bei 70 Umdrehungen pro Minute eine Leistung von 14 Pferdekraft. Die horizontale Welle der Maschine treibt durch conische Räder eine stehende Welle, welche durch ein Triebrad die innerlich gezahnte Fowler'sche Scheibe mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten umdrehen kann, entsprechend Fortbewegungsgeschwindigkeiten von 5 und von 2,5 km pro Stunde. Wenn durch dieselbe Dampfmaschine die Schraube S, deren Durchmesser 0,710 m beträgt, mit 315 Umdrehungen gedreht wird, so erfolgt eine Bewegung des

Schiffes mit 10 km Geschwindigkeit in der Stunde. Das hierbei (auf der Maas, zwischen Lüttich und Namur) zur Anwendung gekommene 25 mm starke Seil besteht aus sechs um eine Hanfseele gewundenen Litzen von je sieben Drähten von 2,8 mm Dicke, und wiegt pro laufenden Meter 2,25 kg.

In neuerer Zeit ist die Seilschifffahrt noch vielfach ausgeführt, so z. B. auf dem Rheine, der Donau, der Newa sowie in den Vereinigten Staaten unter anderen auf dem Erie-Canale.

Zur Beurtheilung der Wirkung eines Seilschiffes sei durch A, Fig. 485, die Seilrolle und durch $EDBC$ unter Vernachlässigung der Leitrollen das

Fig. 485.



Seil dargestellt, welches in E und C das horizontale Flußbett berührt, und zwischen E und D sowie zwischen B und C in gewöhnlichen Kettenlinien frei herabhängt. Bezeichnet man mit Z_1 die horizontale Spannung des Seiles in C und mit Z_2 diejenige in E, so wird auf die Seilscheibe und das ganze Schiff eine Zugkraft $Z = Z_2 - Z_1$ ausgeübt, und für den Zustand der gleichförmigen Bewegung im Sinne der Pfeile muß diese Zugkraft Z genau gleich dem Widerstande W sein, welchen das Schiff zu überwinden hat. Dieser Widerstand W setzt sich zusammen aus demjenigen des Seilschiffes sowohl, wie den Widerständen aller von dem letzteren zu bugsirenden Fahrzeuge. Die Spannung in dem Seile ist, den für Seilcurven geltenden Gesetzen gemäß, in den verschiedenen Punkten von verschiedener Größe. Ist z. B. in irgend einem Punkte L die Spannung des Seiles durch S bezeichnet, so wird dieselbe in einem um das Stück $LL_1 = \partial l$ davon entfernten Punkte L_1 um einen Zuwachs ∂S größer ausfallen, welcher gleich der in die Seilrichtung fallenden Componente von dem Gewichte des Seilstückes LL_1 ist. Bezeichnet p das Gewicht der Längeneinheit des Seiles und α den Winkel der Seilrichtung LL_1 gegen die horizontale X Axe CE, so hat man in $p\,\partial l$ das Gewicht des Seilstückes LL_1, folglich

$$\partial S = p \, \partial l \sin \alpha,$$

oder da $\sin \alpha = \frac{\partial y}{\partial l}$ ist, auch

$$\partial S = p \, \partial y.$$

Durch Summirung zwischen den Grenzen $y = 0$ in C und $y = h$ in B erhält man daher die Seilspannung in B zu

$$S_1 = Z_1 + p h,$$

und in gleicher Weise die Spannung für das Hinterseil in D zu

$$S_2 = Z_2 + p h,$$

indem man die geringe Höhendifferenz zwischen F und D vernachlässigt.

Bezeichnet nun P die am Umfange DB der Seilrolle wirksame Kraft, so hat man:

$$P = S_1 - S_2 = Z_1 - Z_2 = W,$$

d. h. die treibende Kraft ist unabhängig von dem Gewichte des Seiles, worauf insbesondere von Teichmann*) an der unten angegebenen Stelle aufmerksam gemacht worden ist. Die zum Anheben des vorderen Seilstückes BC erforderliche Arbeit wird, abgesehen von Steifigkeitswiderständen, in jedem Falle durch die beim Sinken des Hinterseiles FE geleistete Arbeit ausgeglichen, was schon daraus sich ergiebt, daß bei einer Bewegung des Schiffes der Schwerpunkt des Seiles seine Höhenlage nicht ändert. Die zur Bewegung des Schiffes, dessen Widerstand W ist, erforderliche Kraft P wird daher nur um denjenigen Betrag W_0 größer sein, welcher den Steifigkeitswiderständen des Seiles beim Umbiegen desselben um die einzelnen Rollen sowie den Zapfenreibungen der letzteren entspricht. Diese Widerstände, deren speciellere Bestimmung in dem ersten Capitel gelegentlich der Hebevorrichtungen mehrfach gezeigt worden, werden bei genügend großen Seilscheiben nur einen geringen Werth erreichen, und man wird nicht viel fehlgreifen, wenn man sie zu 5 Proc. der auszuübenden Zugkraft voraussetzt, also

$$P = 1{,}05\, W,$$

oder den Wirkungsgrad des Seilschiffes

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{1{,}05} = 0{,}95$$

annimmt.

Ein gewisser Widerstand stellt sich ferner durch den Stoß des Wassers gegen das Seil ein, man kann denselben, der nur bei großer Tiefe und Geschwindigkeit merklich sein wird, dadurch etwa in Rechnung bringen, daß

*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1870, S. 241.

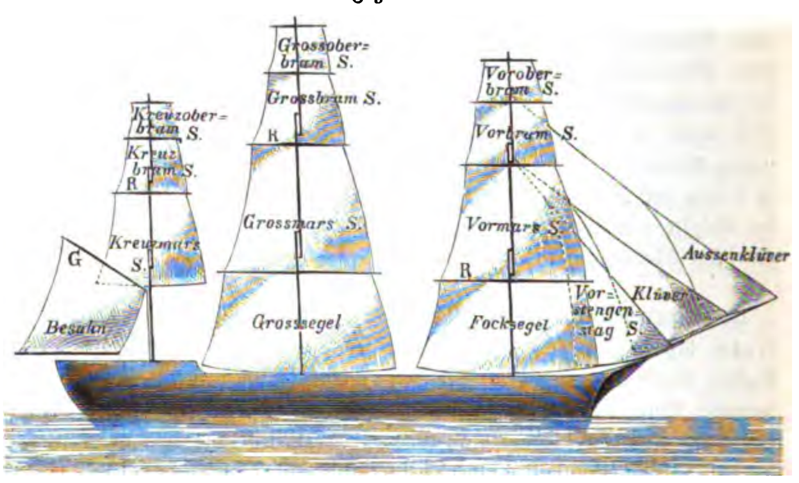
man die eingetauchte Fläche F des Schiffes um die Verticalprojection des eingetauchten freihängenden Seilstückes größer annimmt. Ebenso wird der Widerstand vergrößert werden, wenn, wie in Curven oder beim Ausweichen, die Schiffsbewegung mit der Richtung des Schiffes einen Winkel γ bildet. In diesem Falle wird eine Vergrößerung des Widerstandes in dem Verhältnisse $\frac{1}{\cos \gamma}$ stattfinden. Daß der Widerstand erheblich gesteigert werden muß, wenn das Seil durch darüber stattgehabte Ablagerung von Sinkstoffen, Geröllen ꝛc. in die Flußsohle eingebettet ist, bedarf keiner weiteren Erwähnung.

Der hohe Wirkungsgrad der Seilschiffe ist ferner ganz unabhängig von der Geschwindigkeit des Stromes, und hierin liegt ein besonderer Vortheil dieser Bewegungsart gegenüber derjenigen durch Rad- oder Schraubenschiffe, deren Wirkungsgrad, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, mit steigender Stromgeschwindigkeit schnell abnimmt und bei einer gewissen Grenze zu Null wird, so daß diese Schiffe eine gewisse Stromgeschwindigkeit ebenso wenig überwinden können, als dies hinsichtlich der gewöhnlichen Locomotiven in Bezug der Steigungen gezeigt wurde. Man kann daher die Bewegung der Schiffe am Seile in eine gewisse Parallele mit dem Seilbetriebe der geneigten Ebenen auf Eisenbahnen stellen.

§. 107. **Bewegung der Schiffe durch Segel.** Zur Aufnahme des Winddruckes behufs Fortbewegung des Schiffes dienen die Segel, d. h. aus starkem Leinentuch (Segeltuch) gebildete Flächen, welche vermittelst der sogenannten Rundhölzer, d. h. der Masten, Stengen, Raaen ꝛc., sowie des Tau- oder Takelwerkes in entsprechender Weise ausgespannt erhalten werden. Die Gesammtheit aller dieser Theile pflegt man Takelung oder Takelage zu nennen, und unterscheidet dieselbe hinsichtlich der Größe der Schiffe, Anzahl der Masten und Form der Segel in verschiedene Arten. Die Anzahl der Masten beträgt bei den größten Schiffen meistens drei, obwohl auch Schiffe mit vier und fünf Masten vorkommen und das bekannte Riesenschiff „Great Eastern“ sogar deren sechs führt, kleinere Schiffe führen auch wohl nur zwei Masten oder einen solchen. Die Masten selbst sind in der Regel aus so vielen Stücken zusammengesetzt, als sie Segel übereinander führen, und man nennt die oberen Theile Stengen. Diese Stengen führen die Namen der an ihnen befestigten Segel, und man unterscheidet, von dem Untermaste ausgehend, nach oben die Marsstenge, die Bramstenge und zuweilen noch die Oberbramstenge, indem die an diesen Stengen befestigten Segel mit den entsprechenden Namen Unter-, Mars-, Bram- und Oberbramsegel benannt werden. Von den drei Masten eines voll getakelten Schiffes, Fregattschiffes, heißt der vordere der Vor- oder

Fockmast, der mittlere der Großmast, und der hintere der Kreuzmast oder auch wohl Besahnmast, und die betreffenden oben angeführten Segel erhalten zur Bezeichnung des Mastes, an welchem sie befestigt sind, noch die zusätzliche Bezeichnung Vor-, Groß- oder Kreuz-, z. B. Vormarssegel, Großbramsegel, Kreuzoberbramsegel u. s. w. Die an dem vorderen und mittleren Maste befindlichen unteren Segel heißen schlechtweg Focksegel und Großsegel, während das am hintersten Maste angebrachte Segel Besahn heißt. Außerdem ist jedes Schiff am Buge noch mit einem schrägen Maste, dem sogenannten Bugspriet, versehen, welcher zur Befestigung dreieckiger Segel, der sogenannten Klüver und Stagsegel, dient. Aus Fig. 486, welche

Fig. 486.



den Segelriß eines Fregattschiffes darstellt, sind diese sämmtlichen Segel zu erkennen. Die Befestigung des Fock- und Großsegels sowie der Mars- und Bramsegel an den Masten geschieht durch die Querstangen *R*, die sogenannten Raaen, und nennt man diese Art Segel Raasegel, zum Unterschiede von den trapezoidalen Segeln, welche, wie der Besahn, an Stangen *G*, Gaffeln, angebracht werden, die am Maste in der Längsebene des Schiffes befestigt sind; derartige Segel heißen Gaffelsegel. Bei schwachem Winde werden außerdem wohl noch kleinere Segel gesetzt, z. B. die Leesegel, welche als Verbreiterung der Raasegel dienen. Ein lateinisches Segel ist von dreieckiger Form und an einer langen, fast senkrecht stehenden Raa angebracht, deren Länge diejenige des Mastes bedeutend überragt. Im Gegensatz zum voll getakelten oder Fregattenschiff nennt man ein dreimastiges Schiff eine Bark, wenn der hintere Mast keine Raasegel, sondern

nur ein Gaffelsegel führt, während ein zweimastiges Schiff **Brigg** oder **Schooner** genannt wird, je nachdem es an beiden Masten oder nur am vorderen Maste Raasegel trägt. Unter einem **Kutter** versteht man ein einmastiges Schiff mit Raasegeln am Maste, Klüvern vorn und einem Gaffelsegel hinten.

Die Befestigung der Masten geschieht mit Hülfe von Tauen (stehendes Tauwerk), von welchen die nach den Schiffsseiten herabgehenden die **Wanten** und die nach **vorn** gerichteten die **Stage** heißen, während die Richtung und Feststellung der Segel durch andere Taue (**laufendes Tauwerk**) mit Hülfe von Rollen (**Blöcken**) und Flaschenzügen (**Takeln**) geschieht. Theilweise wegen des besseren Aussehens, theilweise wegen der sichereren Stützung, sowie wegen der Möglichkeit, die Raaen schärfer **anbrassen** zu können, giebt man den Masten eine gewisse Neigung nach hinten, welche etwa zwischen $^1/_6$ und $^1/_{36}$ schwankt und meist für den hintersten Mast am größten, für den vorderen Mast am kleinsten ist.

Was die Größe des Winddruckes gegen ein Segel betrifft, so pflegt man diesen Druck bei rechtwinkeligem Auffallen des Windes zu

$$P = \zeta F v^2$$

anzunehmen, worin F die getroffene Fläche, v die **relative** Geschwindigkeit des Windes gegen das bewegte Segel und ζ ein Erfahrungscoefficient ist, welcher nach älteren Versuchen für Metermaß und Kilogramme zu $\zeta = 0{,}12297$, nach neueren Versuchen von **Froude** dagegen um 28 Procent kleiner zu 0,08934 anzunehmen ist. Danach hätte man in Kilogrammen den Winddruck

$$P = 0{,}08934\, F v^2.$$

Hinsichtlich der Windstärken pflegt man die in der folgenden kleinen Tabelle*) zum Ausdruck gebrachte Classification anzunehmen:

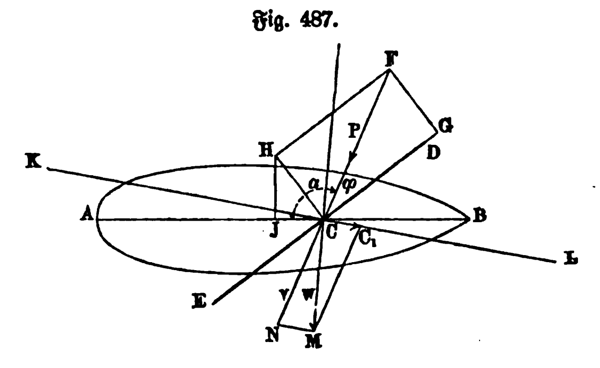
Nummer der Windstärke	12 Orkan	11 Sturm	10	9	8	7	6 Starke Brise	5 Frische Brise
Geschwindigkeit in Knoten pro Stunde	60—100	45—50	40	34	28	23	15—20	14
Druck in Kilogrammen pro 1 qm bei rechtwinkeligem Einfallen	88—244	53,5—63,5	39—44	29,3	19,5	13,4	9,76	4,88

*) Aus **White**, Handb. f. Schiffbau.

Wenn die relative Windgeschwindigkeit einen Winkel α mit der getroffenen Fläche bildet, so pflegt man den normalen Winddruck meist zu $\zeta F v^2 \sin^2 \alpha$ anzunehmen. Nach den hierüber angestellten Versuchen kann dieses Gesetz jedoch nur als hinreichend genau angesehen werden, so lange der Winkel α des Windes gegen die Fläche größer als etwa 70° ist, bei kleineren Werthen von α, also schrägerem Auffallen zeigte sich der thatsächliche Winddruck größer als der aus obiger Formel berechnete Werth, und es fand sich bei einem Winkel $\alpha = 25°$, daß der effective Winddruck durch $P = \zeta F v \sin \alpha$ sich ausdrückte. Man darf daher für die Praxis annehmen, daß der Winddruck gegen schräg gestellte Segel proportional mit der ersten Potenz vom Sinus des Neigungswinkels wächst. Ferner soll man nach den Versuchen von Thibault den Druck auf die durch den Wind ausgebauchte Fläche eines Segels nahezu gleich dem Drucke gegen eine Ebene annehmen dürfen, welche mit dem Segel einerlei Flächeninhalt hat. Diese Annahme ist allerdings schwer zu vereinen mit der Erfahrung, daß ein Segel um so wirksamer ist, je mehr seine Fläche durch straffes Anspannen einer Ebene genähert wird, und wonach man „schlaffes Tuch" thunlichst vermeiden soll.

Um sich nunmehr von der Wirkung der Segel auf ein Schiff eine Anschauung zu verschaffen, sei AB, Fig. 487, die Kielrichtung eines Schiffes

Fig. 487.



und durch DE die Stellung des Segels ausgedrückt. Wenn nun die Richtungslinie des Winddruckes durch FC dargestellt ist und die Strecke $FC = P$ die horizontale Componente des Winddruckes mißt, so läßt sich derselbe in zwei Componenten

$$HC = P \sin \varphi \quad \text{und} \quad GC = P \cos \varphi$$

zerlegen, wenn $\varphi = FCD$ den Winkel bedeutet, welchen das Segel mit der Richtung des Winddruckes bildet. Die mit der Segelfläche zusammenfallende Componente $GC = P \cos \varphi$ wird eine Wirkung auf das Segel nicht äußern, und daher kommt hier nur die zum Segel normale Componente

$HC = P \sin \varphi$ in Betracht. Denkt man ferner diese Kraft HC in ihre beiden Seitenkräfte JC längsschiffs und HJ querschiffs zerlegt, so erhält man in diesen die treibenden Kräfte, welche eine Bewegung des Schiffes seiner Länge bezw. seiner Breite nach veranlassen, und es wird jedenfalls das Schiff nach jeder dieser Richtungen eine solche Geschwindigkeit annehmen, bei welcher der hervorgerufene Bewegungswiderstand genau gleich der treibenden Kraft JC bezw. HC ist. Würde das Schiff nach allen Richtungen den gleichen Widerstand finden, wie es etwa der Fall wäre, wenn es die Form eines verticalen Umdrehungskörpers hätte, so würde es eine Bewegung in der Richtung HC des normalen Segeldruckes annehmen müssen. Wegen der spitzen Form des Schiffes ist jedoch der Widerstand gegen seitliche Bewegung beträchtlich größer als derjenige der Längenbewegung, weshalb die letztere größer ausfallen wird, als die erstere, selbst in dem Falle, daß bei scharf von vorn einfallendem Winde die Winddruckcomponente HJ querschiffs an Größe die Längsschiffscomponente JC erheblich übersteigt. Wie groß das Verhältniß der beiden Bewegungen ist, läßt sich durch die Theorie nicht ermitteln, dieses Verhältniß wird, als von der Schiffsform abhängig, für verschieden gebaute Schiffe verschieden ausfallen. Im Allgemeinen wird die seitliche Abweichung oder Abtrifft um so geringer sein, je schärfer das Schiff gebaut ist, und es wird namentlich durch einen stark hervortretenden Kiel die Abtrifft vermindert, woraus die Nothwendigkeit eines solchen für Segelschiffe sich erkennen läßt. Es möge etwa angenommen werden, daß der Curs des Schiffes durch die Gerade KL gegeben sei, d. h. daß diese Linie die Richtung der resultirenden Bewegung aus jenen beiden gedachten Bewegungen sei, und möge mit $CC_1 = c$ die Geschwindigkeit des Schiffes in dieser Richtung bezeichnet sein. Hinsichtlich der Wirkungslinie FC des Windes gegen das Segel muß bemerkt werden, daß diese Richtung keineswegs mit der absoluten Windrichtung zusammenfällt, da die Wirkung offenbar durch die relative Bewegung der Lufttheilchen gegen das gleichfalls bewegte Schiff hervorgebracht wird. Demgemäß ist ersichtlich, daß man die Richtung CN für den Winddruck P erhält, wenn man an die durch $CM = w$ der Richtung und Größe nach dargestellte absolute Windgeschwindigkeit die der Schiffsgeschwindigkeit $CC_1 = c$ gleiche und entgegengesetzte Strecke MN anträgt. Die Verbindungslinie CN giebt dann die Bewegung der Luft relativ gegen das Schiff, wie sie z. B. ein auf dem Maste angebrachtes Wimpel anzeigt. Diese relative oder scheinbare Geschwindigkeit $v = CN$ des Windes ist in jedem Falle maßgebend für die Wirkung des Windes auf das Schiff und der oben gefundenen Formel $\zeta F v^2$ für den Winddruck zu Grunde zu legen. Den kleinsten Werth $w - c$ nimmt diese Geschwindigkeit bei einem vor dem Winde laufenden Schiffe an, während sie beim Andampfen gerade gegen den Wind den Maximalwerth $w + c$ hat.

Nimmt man nach der vorstehend gemachten Bemerkung an, daß der von dem Winde auf die Segelfläche F ausgeübte Normaldruck proportional mit dem einfachen Sinus des Neigungswinkels $FCD = \varphi$ des Windes gegen das Segel ist, setzt also

$$N = HC = \zeta F v^2 \sin \varphi,$$

so erhält man die in der Kielrichtung AB wirkende Kraft

$$K = JC = N \sin CHJ = \zeta F v^2 \sin \varphi \sin (\alpha + \varphi),$$

wenn α den Winkel ACF der relativen Windrichtung mit dem Schiffskiel bedeutet, also

$$CHJ = DCB = 180^0 - (\alpha + \varphi)$$

ist. Damit diese in die Kielrichtung fallende Kraft K zu einem Maximum werde, ergiebt sich durch Differentiiren die Bedingung:

$$\sin \varphi \cos (\alpha + \varphi) + \sin (\alpha + \varphi) \cos \varphi = 0$$

oder

$$\tang \varphi = - \tang (\alpha + \varphi),$$

d. h.

$$\pi - \varphi = \alpha + \varphi \quad \text{oder} \quad \varphi = \frac{180^0 - \alpha}{2}.$$

Man hätte daher behufs der vortheilhafteren Wirkung das Segel DE so zu stellen, daß es den Winkel FCB zwischen der Richtung des Wimpels und dem Kiel halbirt.

Anmerkung. Wenn man dagegen die Größe des normalen Winddruckes proportional mit dem Quadrate des Sinus vom Neigungswinkel φ also zu $\zeta F v^2 \sin^2 \varphi$ annimmt, so erhält man den größten Werth der Längsschiffscomponente $JC = \zeta F . v^2 \sin^2 \varphi \sin (\alpha + \varphi)$ durch

$$\sin^2 \varphi \cos (\alpha + \varphi) + 2 \sin \varphi \sin (\alpha + \varphi) \cos \varphi = 0$$

oder

$$\tang \varphi = -2 \tang (\alpha + \varphi).$$

Derartige Rechnungen sind übrigens für die Praxis von sehr beschränkter Bedeutung, eine möglichst vortheilhafte Segelstellung erfordert vielmehr die größte Geschicklichkeit und Erfahrung von Seiten des Schiffsführers, da es beim Segeln hauptsächlich auf präcises und sicheres Manövriren ankommt. Daß aber in Bezug auf den letzteren Umstand andere Verhältnisse, namentlich die Vertheilung der Segelflächen, nicht minder von Wichtigkeit sind, als die Richtung der Segel, erhellt aus folgender Betrachtung. Ein unter dem Einflusse eines gleichmäßig in derselben Richtung wehenden Windes segelndes Schiff wird nur dann seinen Curs in derselben Richtung beibehalten, wenn die Resultirende des Winddruckes und diejenige aller Widerstände des Wassers in einer und derselben Verticalebene gelegen sind. Wenn diese beiden Kräfte dagegen windschief an einander vorbeigehen, so wird das Schiff

entweder das Bestreben zeigen, mit seinem Vordertheile vom Winde abzufallen, wenn nämlich die resultirende Windkraft die Symmetrieebene des Schiffes vorderhalb des resultirenden Widerstandes trifft, oder im entgegengesetzten Falle zeigt das Schiff das Bestreben, mit dem Buge in den Wind hineinzudrehen, welche Eigenschaft wohl als Luvgierigkeit*) des Schiffes bezeichnet wird. Beiden Uebelständen kann nur durch die Wirkung des Steuerruders begegnet werden, und da mit jeder Schrägstellung des letzteren immer eine Vergrößerung des Bewegungswiderstandes verknüpft ist, so wird es die Aufgabe des Schiffsführers sein, die verschiedenen Segel in jedem Falle so zur Wirkung zu bringen, daß das Schiff seinen Curs so viel wie möglich ohne Zuhülfenahme des Steuerruders beibehält, d. h. also, daß jene beiden resultirenden Kräfte des Windes und des Wasserwiderstandes in dieselbe Verticalebene fallen. Eine rechnerische Behandlung dieses Problems ist bei der beschränkten derzeitigen Kenntniß über die Widerstände sowohl wie über die Wirkungen des Windes ohne praktischen Werth.

In dem Vorstehenden ist immer nur die horizontale Componente des Winddruckes ins Auge gefaßt worden. Außerdem wird, da der Wind meistens unter nicht unerheblichen Neigungswinkeln gegen den Horizont einfällt, auch eine verticale Kraftcomponente auf das Schiff ausgeübt werden. Die Wirkung derselben wird sich indessen der Hauptsache nach etwa wie diejenige einer Lastvermehrung auf eine gewisse Vergrößerung der Tauchung des Schiffskörpers beschränken, welche indessen im Vergleiche zu dem Gesammtgewichte des Schiffes in allen Fällen als unbedeutend vernachlässigt werden kann.

Da die horizontalen Winddruckcomponenten immer in beträchtlicher Höhe über der Angriffslinie des Wasserwiderstandes wirksam sind, so wird das Schiff einer seitlichen Neigung durch das Moment der Querschiffscomponente unterworfen und gleichzeitig wird durch das Moment der Längsschiffscomponente die Tauchung des Schiffes vorn etwas vergrößert, hinten verringert. Von diesen Neigungen wird die letztere in jedem Falle wegen der großen metacentrischen Höhe längsschiffs nur unbedeutend sein, während die Querneigung beträchtlich ist, und mit Rücksicht hierauf vornehmlich das Vermögen des Schiffes, Segel tragen zu können, sich bestimmt.

Ueber die Größe der für ein Schiff von bestimmten Verhältnissen erforderlichen Gesammtsegelfläche lassen sich im Allgemeinen etwa folgende Bemerkungen machen. Für zwei verschiedene Schiffe kann man bei den üblichen Geschwindigkeiten beim Segeln die Widerstände W, als vorzugsweise durch die Reibung hervorgerufen, proportional mit der benetzten Ober-

*) Luvseite heißt die dem Winde zugekehrte, Leeseite die dem Winde abgekehrte Seite des Schiffes.

fläche O annehmen. Wenn nun die Schiffe von demselben Typus, also ähnlich sind, so kann man ferner die eingetauchte Oberfläche O direct proportional mit dem Quadrate einer linearen Abmessung, also auch proportional mit dem Quadrate aus der Cubikwurzel des Deplacements D annehmen, so daß man, wenn man wieder die Segelfläche F proportional mit dem Widerstande annimmt, dieselbe gleich

$$F = k \sqrt[3]{D^2}$$

setzen kann, worin k eine Erfahrungszahl bedeutet. Nach den von White hierüber in Betreff der Kriegsschiffe gemachten Angaben variirt die Größe k etwa zwischen 120 bis 160 bei Segelschiffen, und zwischen 60 bis 80 bei gepanzerten, sowie zwischen 80 bis 120 bei ungepanzerten Dampfschiffen. Bei Yachten, welche große Geschwindigkeiten annehmen sollen, steigt diese Zahl wohl bis zu 200 und darüber. Bezeichnet W die geladene Wasserlinie des Schiffes, so beträgt nach Fincham die Segelfläche etwa

3 — 4 W für Segelschiffe mit Vollschiffstakelage,
3,5 — 3,75 W für Schooner und Briggs,
3 — 3,5 W für Kutter,
2 — 3 W für Dampfer,
3,5 — 5,5 W für Yachten.

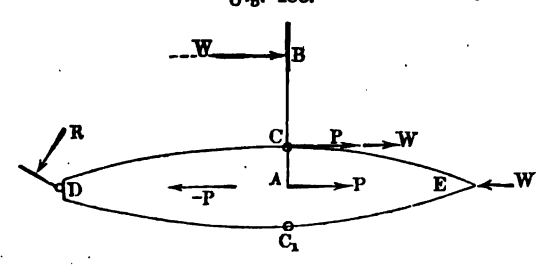
Aus dem Vorstehenden ist ferner ersichtlich, welchen Einfluß die Vertheilung der Segelflächen nach der Länge des Schiffes auf die Manövrirfähigkeit des letzteren und namentlich darauf ausübt, ob das Schiff das Bestreben zeigt, mit dem Buge vor dem Winde abzufallen oder in denselben hineinzudrehen. Faßt man den Schwerpunkt der Segelfläche S_1 und den Schwerpunkt S_2 des eingetauchten Längsschnittes ins Auge, welchen letzteren man wohl den Angriffspunkt des seitlichen Widerstandes nennt, so liegt der Segelschwerpunkt bei verschiedenen Schiffsclassen etwa um $^1/_{14}$ bis $^1/_{30}$ der Schiffslänge l, im Durchschnitt etwa $\frac{l}{20}$ vor dem Schwerpunkte S_2.

In Betreff der Vertheilung der Segelflächen auf die verschiedenen Masten kann man für voll getakelte Schiffe annehmen, daß die Segelfläche des Fockmastes 90 bis 95 Proc., des Kreuzmastes 45 bis 55 Proc. und der Klüver 15 bis 20 Proc. von derjenigen des Hauptmastes beträgt. Bei Briggs erhält der Fockmast 70 bis 90 Proc., bei Schoonern etwa 95 Proc. von der Segelfläche des Hauptmastes.

§. 108. **Bewegung der Schiffe durch Rudern.** Die Wirkung eines Ruders AB auf ein Schiff DE, Fig. 488, läßt sich wie diejenige eines Hebels AB auffassen, welcher in A durch eine Kraft P angetrieben, in B

vermöge des Widerstandes, den das Wasser bei B der Bewegung entgegensetzt, gestützt wird, und welcher in C eine Wirkung auf das Schiff nach vor-

Fig. 488.



wärts ausübt. Bezeichnet man mit W den gedachten in B etwa auf den Schwerpunkt der Ruderfläche ausgeübten Widerstand des Wassers, so ist der Druck des Ruders in C gegen den dort befindlichen Ruderstift des Bootes gleich $P + W$. Dieser auf das Schiffsgefäß übertragenen Kraft wirkt die von dem Motor in A ausgeübte Reaction $- P$ entgegen, wie man sich leicht überzeugt, wenn man sich etwa den Druck P auf das Ruder in A durch den Druck eines Dampfkolbens ausgeübt denkt. In diesem Falle wirkt ein dem Kolbendrucke P genau gleicher und entgegengesetzter Dampfdruck $- P$ gegen den Deckel des mit dem Schiffe fest verbundenen Dampfcylinders und somit auf das Schiff in der der Vorwärtsbewegung entgegengesetzten Richtung. Das Boot wird daher in C mit dem Ueberschusse des Zapfendruckes $P + W$ daselbst über die Reaction $- P$, also mit einer Kraft W vorwärts gedrückt, welche gleich dem auf das Ruder ausgeübten Widerstande des Wassers ist. Demgemäß wird das Schiff mit einer solchen Geschwindigkeit v vorwärts bewegt, daß der dieser Geschwindigkeit entsprechende Bewegungswiderstand des Schiffes ebenfalls genau gleich W ist. Es ist übrigens aus der Figur ersichtlich, daß der Zapfendruck $P + W$ in C zusammen mit dem Schiffswiderstande $- W$ und der Reaction $- P$ ein Kräftepaar bildet, welches eine Rechtsdrehung des Schiffes anstrebt und auch herbeiführt, wenn nicht durch den Steuerdruck R oder durch ein auf der anderen Seite bei C_1 wirkendes Ruder ein gleich großes links drehendes Moment hervorgerufen wird. Da das letztere bei den Dampfschiffen mit Ruderrädern immer der Fall ist, soll dieses Drehungsmoment hier nicht weiter berücksichtigt werden. Der Stützpunkt des Ruders in B ist nun aber kein starrer oder absolut fester, vielmehr wird auch das vor dem Ruder befindliche Wasser in Folge des Ruderdruckes nach hinten ausweichen und zwar mit einer gewissen Geschwindigkeit, welche so groß ist, daß dadurch der Ruderfläche, wie angegeben, der besagte Widerstand W entgegengesetzt wird, oder mit anderen Worten, das Ruder ertheilt in B der vor ihm be-

findlichen Wassermasse mit dem Drucke W eine gewisse Geschwindigkeit. Hieraus geht also hervor, daß die Arbeit des Motors nicht nur zur Fortbewegung des Schiffes, sondern auch zur Bewegung einer gewissen Wassermenge verwendet wird. Da nun die zu dem letztgedachten Effecte verwendete mechanische Arbeit für den beabsichtigten Zweck der Schiffsbewegung als verloren angesehen werden muß, so folgt, daß die Ruder sowie überhaupt alle diejenigen Bewegungsorgane der Schiffe, welche, wie die Schaufelräder und Schrauben, auf die Trägheit des Wassers sich stützen, nur geringere Nutzeffecte ergeben können, als diejenigen, bei denen der Motor einen festen Stützpunkt findet, wie dies beim einfachen Schiffsziehen sowie bei der Tauschifffahrt der Fall ist.

Um den Wirkungsgrad für das Rudern zu finden, sei v die Geschwindigkeit des Schiffes nach vorn und w die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser nach hinten zum Ausweichen gebracht wird; so hat man, da beide Bewegungen durch die gleiche Kraft W hervorgerufen werden,

$$W = \zeta F v^2 = \zeta_1 F_1 w^2,$$

woraus

$$w = v \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}} \text{ folgt,}$$

wenn F die eingetauchte Fläche des Hauptspants, und F_1 diejenige des Ruders bedeutet, und wenn unter ζ und ζ_1 die entsprechenden Widerstandscoefficienten für das Schiff und bezw. das Ruder verstanden werden. Wenn nun das Schiff und mit ihm die Schaufel mit der Geschwindigkeit v nach vorn ausweicht, und die Schaufel außerdem in B dem Wasser eine Geschwindigkeit w nach hinten ertheilen soll, so ist dies nur möglich, wenn der Schaufel in B durch den Motor eine absolute Geschwindigkeit

$$c = v + w = v\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right)$$

ertheilt wird. Der Motor hat daher in jeder Zeiteinheit eine mechanische Arbeit zu verrichten, welche sich einfach zu

$$A = Wc = W(v + w) = \zeta F v^3\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right) = \zeta \frac{c}{v} F v^3$$

bestimmt. Für den beabsichtigten Zweck des Transportes kann aber nur diejenige Arbeit als nützliche betrachtet werden, welche zur Ueberwindung des Schiffswiderstandes W mit der Schiffsgeschwindigkeit v verwendet wird, also

$$A_n = Wv = \zeta F v^3,$$

folglich ergiebt sich der Wirkungsgrad der Rudervorrichtungen allgemein zu

$$\eta = \frac{A_n}{A} = \frac{v}{c} = \frac{v}{v+w} = \frac{1}{1+\sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}}.$$

Die hier gefundenen Formeln, welche für die gewöhnliche Ruderschaufel natürlich nur dem eigentlichen Vorwärtsgange derselben entsprechen, haben auch für die Schaufelräder der Dampfschiffe Gültigkeit, sobald man unter F_1 die Summe der Querschnitte der zu beiden Seiten wirksamen Radschaufeln versteht, und es mögen im Folgenden speciell die Verhältnisse der Ruder- oder Schaufelräder besprochen werden.

Die Formel für den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{1}{1+\sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}}$$

giebt einen Werth gleich Null für einen unendlich großen Schiffswiderstand (ζF), also etwa wenn das Schiff fest verankert wird, in welchem Falle die ganze Arbeit der Maschine lediglich auf Bewegung des Wassers nach rückwärts verwendet werden würde. Ein solches Verhalten tritt stets in dem ersten Augenblicke der Ingangsetzung der Maschine ein, insofern hier immer die Schiffsgeschwindigkeit v gleich Null ist. Wenn dagegen der Schaufelwiderstand, also F_1 oder ζ_1, unendlich groß vorausgesetzt werden könnte, so würde η seinen größten Werth gleich Eins annehmen, indem dann $w = 0$ wäre, also das Wasser gar keine Geschwindigkeit nach hinten annehmen würde, dagegen das Schiff mit der ganzen Schaufelgeschwindigkeit sich nach vorn bewegen müßte. Dieser Fall entspräche daher der Annahme eines festen Stützpunktes für den Motor, wie er bei dem Schiffsziehen durch Pferde und bei der Tauschifffahrt stattfindet, bei Schaufelrädern und Schraubenpropellern aber niemals vorkommt. Die Geschwindigkeit $w = c - v$, mit welcher das Wasser nach hinten ausweicht, nennt man den Rücklauf oder Slip; je kleiner derselbe ist, desto größer ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{c-w}{c}.$$

Man kann den Rücklauf der Schaufelräder bei den üblichen Verhältnissen zwischen 15 und 25 Proc. annehmen, so daß man η zwischen 0,85 und 0,75 findet. Die oben gefundene Formel

$$\eta = \frac{1}{1+\sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}}$$

zeigt ohne Weiteres, durch welche Einflüsse der Wirkungsgrad bei einem vorliegenden Schiffsquerschnitte F möglichst groß erhalten wird, nämlich

durch thunlichst große Schaufelflächen F_1 und eine günstige Schiffsform, d. h. einen kleinen Werth von ζ. Es ist auch ersichtlich, daß mit einer Vergrößerung des Schiffswiderstandes eine entsprechende Vergrößerung der Schaufelfläche F_1 verbunden sein muß, wenn der Rücklauf nicht unverhältnißmäßig groß ausfallen soll. Ein beträchtlicher Widerstand des Schiffes stellt sich z. B. bei den Bugsirbooten ein, indem, wenn unter F', F'' ... die Querschnitte der geschleppten Schiffe und unter ζ', ζ'' ... deren Widerstandscoefficienten verstanden werden, für ein Bugsirboot offenbar die Formel gelten wird:

$$c = v\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F + \zeta' F' + \zeta'' F'' + \cdots}{\zeta_1 F_1}}\right)$$

und

$$\eta = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\zeta F + \zeta' F' + \zeta'' F'' + \cdots}{\zeta_1 F_1}}}.$$

In dem Vorstehenden ist immer vorausgesetzt worden, daß die Bewegung des Schiffes im stillstehenden Wasser geschehe. Wenn dagegen das Wasser selbst, wie in Flüssen, schon eine merkliche Geschwindigkeit v_0 hat, so hat man in allen obigen Formeln für v den Werth $v \pm v_0$ einzuführen, je nachdem die Bewegung des Schiffes stromaufwärts oder stromabwärts geschieht. Man hat dann den Schiffswiderstand

$$W = \zeta F (v \pm v_0)^2 = \zeta_1 F_1 w^2,$$

und für die Geschwindigkeit c, welche der Schaufel in B von dem Motor ertheilt werden muß:

$$c = v \pm v_0 + w.$$

Dieses Wasser weicht dann nach hinten mit einer absoluten Geschwindigkeit aus, welche bei der Bergfahrt gleich $w + v_0$ und bei der Thalfahrt gleich $w - v_0$ ist. Für die erforderliche Arbeit erhält man dann die Gleichung

$$A = Wc = W(v \pm v_0 + w) = \zeta F (v \pm v_0)^3 \left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right),$$

und ebenso ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{v}{v \pm v_0 + w} = \frac{1}{\left(1 \pm \frac{v_0}{v}\right)\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right)}.$$

Hieraus geht zunächst hervor, daß der Wirkungsgrad eines Schiffes bei der Bergfahrt immer kleiner ausfällt, als bei der Thalfahrt, und zwar um so mehr, je größer die Stromgeschwindigkeit ist. Setzt man in obiger Formel die Schiffsgeschwindigkeit $v = 0$, so erhält man

$$A = \zeta F v_0^3 \left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right),$$

aus welcher Gleichung diejenige Geschwindigkeit

$$v_0 = \sqrt[3]{\frac{A}{\zeta F\left(1+\sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right)}}$$

des Stromes folgt, gegen welche das betreffende Schiff, dessen Dampfmaschine die Arbeit A verrichten kann, überhaupt nicht mehr vorwärtsfahren kann, und wofür natürlich der Wirkungsgrad $\eta = 0$ ist. Bei noch größerer Stromgeschwindigkeit v_0 wird das Schiff ins Treiben kommen, und die entgegengesetzt gerichtete Arbeit der Schaufelräder kann nur den Erfolg haben, die Geschwindigkeit des Treibens um die zugehörige Größe v kleiner zu halten, als die Stromgeschwindigkeit v_0 ist.

Bei der Thalfahrt wird der Wirkungsgrad größer mit steigender Stromgeschwindigkeit, der Widerstand W und damit auch die Rücklaufgeschwindigkeit w wird gleich Null, sobald $v_0 = v$ ist, es liegt dann der Fall des einfachen Treibens vor, wofür eine Arbeit der Dampfmaschine nicht erforderlich ist.

Nach dem Vorstehenden ist es leicht, auch den Einfluß des Windes auf den Wirkungsgrad zu beurtheilen. Bezeichnet man mit P die Kraft, welche von dem Winde auf das Schiff in dessen Bewegungsrichtung ausgeübt wird, so ist der zur Bewegung des Schiffes durch die Schaufelräder zu überwindende Widerstand durch $W = \zeta F v^2 \pm P$ ausgedrückt, je nachdem der Wind der Bewegung entgegen oder derselben förderlich ist. Da in jedem Falle diese Kraft mit der Reaction der Schaufeln $\zeta_1 F_1 w^2$ gleich ist, so ersieht man, daß der Rücklauf w größer werden muß bei widrigem Winde und kleiner bei günstigem Winde, wie denn überhaupt jede Vergrößerung des Schiffswiderstandes den Slip der Räder ebenfalls vergrößert, also den Wirkungsgrad vermindert und umgekehrt. Hieraus erkennt man den nachtheiligen Einfluß ungünstiger Winde, durch welche nicht nur dem Schiffe ein vermehrter Widerstand W entgegengesetzt wird, sondern auch der procentische Wirkungsgrad η des Propellers herabgezogen wird. Andererseits wird ein die Bewegung befördernder Winddruck nicht nur den Widerstand auf die Größe $\zeta F v^2 - P$ herabziehen, sondern in Folge dessen auch den Slip w auf den aus $\zeta_1 F_1 w^2 = \zeta F v^2 - P$ sich ergebenden geringeren Werth reduciren.

Bei kräftigem und günstigem Winde tritt häufig der Fall ein, daß $P = \zeta F v^2$, so daß $w = 0$ und $A = 0$ wird. Sollte alsdann die Dampfmaschine überhaupt noch wirksam sein, so könnte dies nur durch eine gesteigerte Geschwindigkeit derselben bewirkt werden, was aus mehrfachen Gründen nicht ökonomisch in Betreff der Kraftverwendung wäre. Man pflegt daher die Verkuppelung der Räder mit den Dampfmaschinen in solchen Fällen zu lösen, und die Wind-

kraft allein zu benutzen. Hierbei drehen sich die Räder mit einer Umfangsgeschwindigkeit, welche von der Geschwindigkeit des Schiffes nur wenig abweicht. Es ist klar, daß eine möglichst ausgedehnte Benutzung der Windkraft besonders für lange atlantische Reisen von großer Bedeutung sein muß, insofern dadurch das von dem Schiffe mitzuführende Kohlenquantum zu Gunsten der nutzbaren Ladung bedeutend geringer gehalten werden darf.

§. 109. **Ruderräder.** Die zur Fortbewegung der Schiffe dienenden Ruder- oder Schaufelräder sind von den unterschlächtigen Wasserrädern, insbesondere von den Schiffsmühlenrädern (s. Thl. II) nicht wesentlich verschieden. Dieselben bestehen aus verticalen, am Umfange mit hölzernen ebenen Schaufeln versehenen eisernen Armsystemen, welche mit ihren Naben auf den beiden Enden einer quer durch das Schiff gehenden Axe befestigt sind. Die Umdrehung dieser Axe geschieht durch den directen Angriff der Lenkerstangen zweier Dampfcylinder, zu welchem Ende die Radaxe mit zwei zu einander senkrechten Kröpfen versehen ist, in ähnlicher Art, wie die Triebaxe einer Locomotive mit innen liegenden Cylindern. Bei der Umdrehung der Räder schlagen deren ebene Schaufeln mit der ihnen mitgetheilten Umfangsgeschwindigkeit c gegen das Wasser, wodurch sie dem Schiffe, wie im vorhergehenden Paragraphen näher erörtert worden, eine Geschwindigkeit v in entgegengesetzter Richtung ertheilen, während das vor ihnen befindliche Wasser mit der Rücklaufsgeschwindigkeit $w = c - v$ nach hinten befördert wird. Man hat daher in den Formeln des vorigen Paragraphen für F_1 die Summe zweier Schaufelflächen, für jedes Rad eine, einzuführen, und $c = \frac{2 \pi r n}{60}$ zu setzen, wenn r den Halbmesser eines Rades bis zur Mitte der Schaufeln und n die Umdrehungszahl pro Minute bezeichnet.

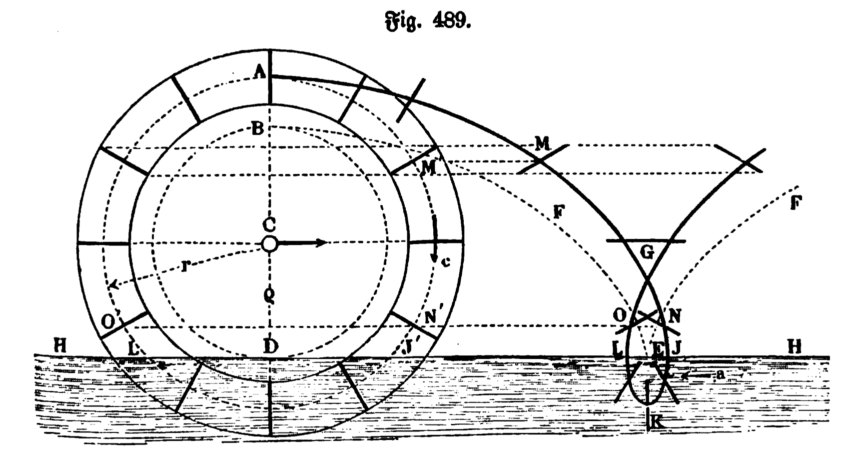
Der Halbmesser der Schaufelräder richtet sich hauptsächlich nach der Höhe des Schiffes außerhalb des Wassers und variirt etwa zwischen 1,5 und 5 m, im Durchschnitt pflegt man ihn gleich $^3/_4\, h$ zu nehmen, wenn h die ganze Schiffshöhe zwischen Deck und Kiel bezeichnet. Demnach und entsprechend den verschiedenen zu erreichenden Schiffsgeschwindigkeiten v schwankt natürlich die Umdrehungszahl n, dieselbe liegt meist zwischen 20 und 40, so daß wohl in allen Fällen eine directe Bewegung der Räder durch die Dampfmaschinenwelle ohne Zahnradübersetzung angewandt wird.

Die Größe der Schaufelflächen F_1 ist nach dem vorigen Paragraphen von der Größe des Schiffswiderstandes und derjenigen der Dampfmaschine abhängig; bei kleinen Flußschiffen pflegt man das Verhältniß $\frac{F_1}{F}$ der beiden

Schaufeln zum Hauptspant des Schiffes nahe gleich 0,4 zu machen, geht indeß bei großen Seeschiffen mit diesem Verhältnisse bis zu 0,2 herab. Die Breite b der Schaufeln pflegt man bei Flußschiffen etwa gleich der fünf- bis sechsfachen radialen Dimension a anzunehmen, während man bei den breiteren Seeschiffen $b = 3a$ bis $4a$ wählt. Jedenfalls soll nach praktischen Erfahrungen die Radbreite nicht mehr betragen, als $\frac{1}{3}$ der Schiffsbreite bei Seeschiffen und $\frac{1}{2}$ der Schiffsbreite bei Flußdampfern. Was endlich die Anzahl der in einem Rade angebrachten Schaufeln anbetrifft, so kann man die gegenseitige Entfernung der letzteren in dem mittleren Kreise zu 1 bis 1,25 m bei Seeschiffen und zu 0,8 bis 1 m bei Flußschiffen annehmen, vorausgesetzt, daß die Schaufeln unverrückbar fest (in radialer Stellung) mit dem Armsysteme verbunden sind. Bei den unten näher zu besprechenden Rädern mit beweglichen Schaufeln darf man die Schaufelentfernung etwa anderthalb Mal so groß annehmen, wie bei festen Schaufeln.

In Folge der gleichzeitigen Drehung der Schaufel (c) um die Radaxe und der horizontalen fortschreitenden Bewegung mit dem Schiffe (v) be-

Fig. 489.



schreibt jeder Punkt der Schaufel eine verkürzte Cycloide, deren wälzender Kreis einen Halbmesser $\varrho = \frac{v}{c}\, r$ hat, wenn r den mittleren Radhalbmesser bedeutet. In Fig. 489 ist diese Linie für den Mittelpunkt A einer Schaufel gezeichnet. Denkt man hier um den Mittelpunkt C des Schaufelrades einen Kreis gelegt, dessen Halbmesser $CD = \varrho = \frac{v}{c}\, r$ ist, so kann man sich vorstellen, das Rad wälze sich bei der Bewegung des Schiffes mit diesem Kreise BCD auf einer horizontalen Linie HH ab, wobei der Punkt B die

gemeine Cycloide $BFEF\ldots$ und der Mittelpunkt A der Schaufel die verkürzte Cycloide $AGJKLG\ldots$ beschreibt. Um die Richtung anzugeben, welche die radial gestellte Schaufel A in irgend welcher Stellung, z. B. in M hat, braucht man nur durch M eine horizontale Gerade zu legen, welche in M' den Radkreis schneidet, um in dem durch M' gelegten Radius CM' die Richtung der Schaufel in der correspondirenden Stellung M zu finden.

Offenbar erhält man in der Tangente an die verkürzte Cycloide $AGJK$ in irgend einem Punkte die Richtung, in welcher sich der Mittelpunkt A der Schaufel beim Passiren dieses Punktes bewegt. In den beiden Punkten J und L, in welchen die Basis HH die Cycloide schneidet, sind diese Tangenten vertical gerichtet, wie sich ohne Weiteres aus der Betrachtung ergiebt, daß die Curvenelemente J und L vermöge der Entstehung der Cycloide durch Wälzung auf HH als kleine Kreisbögen zu denken sind, deren Mittelpunkte auf der Rollbasis HH liegen. Hieraus folgt, daß die Schaufelmitte A lediglich auf dem Wege JKL eine horizontale Bewegung im Sinne des Pfeiles a von rechts nach links, also der Bewegung des Schiffes entgegengesetzt hat, während auf dem ganzen Wege der Schaufel oberhalb der Rollbasis HH die horizontale Componente der Schaufelbewegung in dem Sinne der Schiffsbewegung v von links nach rechts gerichtet ist. Hieraus ergiebt sich daher, daß nur das unterhalb der Rollbasis HH gelegene Stück des Schaufelweges JKL geeignet sein wird, zur Erzeugung der Schiffsbewegung zu dienen, also auch die Eintauchung des Rades nur bis zu der Basis HH geschehen darf. Bei einer tieferen Eintauchung, z. B. bis zur Horizontalen ON, würde die Schaufel beim Eintritte auf dem Wege NJ und beim Austritte auf dem Wege LO wegen ihrer mit der Schiffsgeschwindigkeit gleichgerichteten horizontalen Bewegung mit ihrer Rückfläche gegen das Wasser schlagen, also die Bewegung des Schiffes verzögern.

Wenn, wie hier vorausgesetzt worden ist, die fest mit dem Rade verbundenen Schaufeln eine radial gerichtete Stellung haben, so treffen dieselben in J in schräger Richtung auf das Wasser, in Folge dessen eine Stoßwirkung stattfindet, durch welche das Wasser nicht bloß horizontal nach hinten, sondern auch vertical nach unten gedrückt wird. Ebenso wird bei dem Austreten der Schaufeln in L durch die schräge Stellung eine Wirkung der Schaufeln auf das Wasser nach oben ausgeübt. In Folge dieser Wirkungen geht nicht nur eine namhafte Kraft verloren, sondern es werden auch die Räder durch die wiederholten Stoßwirkungen in eine zitternde Bewegung versetzt, welche sich dem Schiffskörper und der Maschine mittheilt.

Um diese Uebelstände zu beseitigen, hat man in verschiedener Weise versucht, die Schaufeln um Axen drehbar mit dem Rade zu verbinden, und ihnen eine solche Bewegung zu ertheilen, daß jene besagten Stoßwirkungen nicht stattfinden. Hierher gehört zunächst das Rad von Buchanan, bei

welchem die Schaufeln so bewegt werden, daß sie in allen Stellungen genau vertical gerichtet sind. Um diesen Zweck zu erreichen, ist hierbei das Getriebe der Parallelkurbeln in ähnlicher Art zur Verwendung gebracht, wie es bereits in Thl. III, 1, Cap. VI, Fig. 590, in einer anderen Anwendung (für Kabelmaschinen) dargestellt worden ist. Hierbei sind die Schaufeln mit den Radkränzen durch Axen *A*, Fig. 490 und Fig. 491 (a. f. S.), verbunden, um welche sie eine Drehung annehmen können. Sämmtliche Schaufelaxen *A* sind mit gleich langen Armen *AB* versehen, welche parallel

Fig. 490.



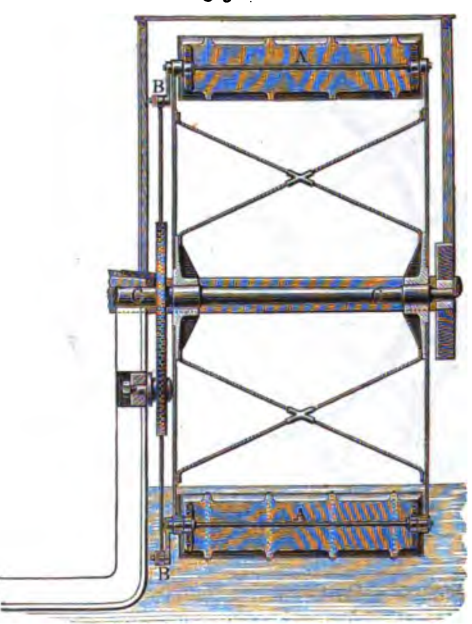
zu den Schaufelflächen gestellt sind. Wenn daher die Arme sämmtlich vertical gestellt und in dieser Stellung unverändert erhalten werden, so müssen die Schaufeln gleichfalls fortwährend vertical gerichtet sein. Dies wird nun dadurch erreicht, daß jedes Ende *B* der gedachten Arme durch eine Lenkerstange *BD* an einen Ring *D* angeschlossen ist, welcher an dem Schiffsgestelle mittelst der Leitrollen *F* in einer zur Radaxe *C* excentrischen Lage unwandelbar erhalten wird. Da nun der Mittelpunkt *M* dieses Ringes von der Axe *C* in verticaler Richtung einen Abstand $CM = e = AB$ hat, so erkennt man, wie auf diese Weise fortwährend die parallele Stellung der Radschaufeln erreicht wird, indem die Wirkung dieses Getriebes auf diejenige der bekannten Parallelkurbeln hinauskommt.

Bei näherer Ueberlegung findet sich indessen, daß dieses Rad der gestellten Anforderung eines stoßfreien Eintrittes und Austrittes der Schaufeln

nicht genügt. Setzt man nämlich auch voraus, daß die Eintauchung des Rades in das Wasser HH gerade bis zu den Punkten J und L, Fig. 489, gewählt werde, deren Bewegungsrichtung nach dem Vorstehenden die verticale ist, so würde die Schaufel ohne Stoß nur dann ein= und austreten, wenn das Wasser in Ruhe wäre. Da das letztere aber bei einem in Bewegung befindlichen Schiffe nach dem vorigen Paragraphen die Geschwindigkeit w nach hinten hat, so wird die relative Bewegung der Schaufel gegen das bewegte Wasser in J und L nicht vertical sein. Soll daher der Ein= und



Fig. 491.



Austritt der Schaufeln ohne Stoß geschehen, so muß man dafür sorgen, daß die Richtung der Schaufel mit der Richtung der relativen Bewegung der Schaufelmitte in Bezug auf das Wasser zusammenfällt.

Diese Bedingung ist erfüllt bei dem Morgan'schen Ruderrade, Fig. 492 und Fig. 493. Dasselbe hat hinsichtlich der Getriebeeinrichtung manche Aehnlichkeit mit dem Buchanan'schen Rade, indem auch hierbei die Schaufeln um Zapfen A drehbar und mit je einem zur Schaufelrichtung senkrechten Arme AB versehen sind. Die Zapfen B dieser Arme sind ebenfalls durch Gelenkstangen mit einem Ringe D verbunden, welcher lose drehbar auf einem am Schiffskörper festen Bolzen E befindlich ist. Von den Lenk=

stangen ist nur eine einzige $D_1 B_1$ steif mit dem Ringe D verbunden, während

Fig. 492.

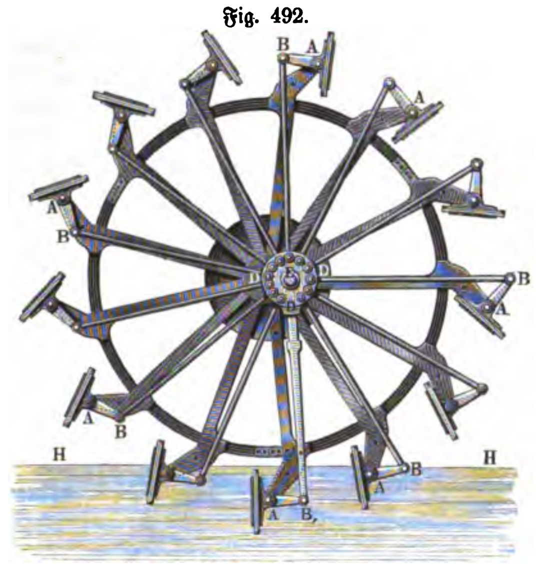
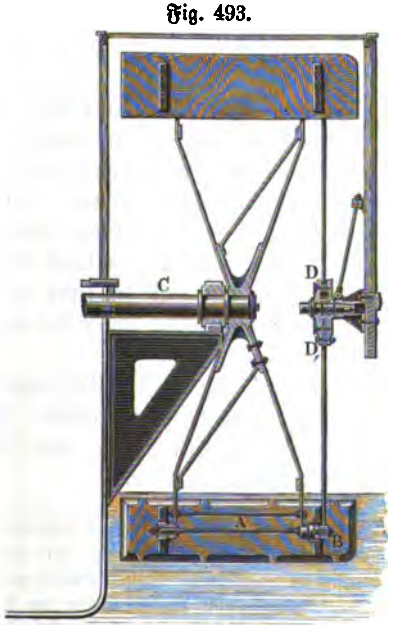


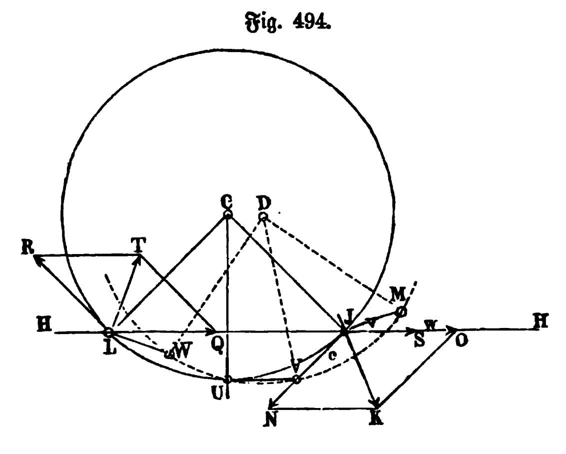
Fig. 493.



rend die übrigen mit Scharnieren an die Scheibe D geschlossen sind. Der Bolzen E ist excentrisch zur Radaxe und es ist die Excentricität CE so gewählt, daß den besagten Bedingungen des stoßfreien Ein- und Austrittes genügt ist. Um den Mittelpunkt E des festen Bolzens zu bestimmen, ergiebt sich die folgende Construction. Ist J, Fig. 494 (a. f. S.), der Punkt, in welchem die Schaufelmitte den Wasserspiegel HH trifft, und trägt man daselbst die Umdrehungsgeschwindigkeit c der Schaufel gleich JN tangential an den Rad-

umfang an, trägt man ferner horizontal $JS = v$ gleich der Geschwindigkeit des Schiffes und $SO = w$ gleich dem Rücklauf des Wassers an, so daß also $JO = v + w = c$ ist, so findet man in der Diagonale JK die Richtung und Größe der relativen Geschwindigkeit der Schaufelmitte J gegen das ruhend gedachte Wasser. Eine gleiche Construction gilt für den Punkt L des Austrittes, auch hier giebt die Diagonale LT die relative Geschwindigkeit der austretenden Schaufel gegen das Wasser, wenn man $LR = LQ = c$ macht. Man erhält daher in den zu JK und LT

Fig. 494.



Senkrechten die Richtungen der gleich langen Arme JM und LW. Stellt man nun etwa noch die Bedingung, daß die Schaufel in der tiefsten Stellung U vertical gerichtet sein soll, so erhält man in der horizontalen Strecke $UV = JM = LW$ die zugehörige Lage des Schaufelarmes. Um also der Schaufel in den drei Punkten J, U und L die gefundenen Stellungen zu ertheilen, hat man nur nöthig, den Mittelpunkt D des durch die drei Punkte M, V und W gehenden Kreises zum Mittelpunkte des festen Zapfens oder Excenters E zu wählen. Derartige Morgan'sche Räder sind vielfach für Dampfschiffe in Gebrauch gekommen.

Die Anordnung der beiden Ruderräder A ist aus Fig. 495 ersichtlich, worin die Radwelle C durch die an den Kurbeln B angreifenden Triebstangen zweier Dampfcylinder D umgedreht wird (s. §. 114), und K die zum Schutze über die Räder gebauten Radkasten darstellen.

Anmerkung. Bei den Schaufelrädern von Field ist jede Schaufel aus mehreren schmaleren Theilen zusammengesetzt, welche stufenförmig, und zwar in einem Cycloidenbogen hinter einander stehen und schmale Zwischenräume zwischen sich lassen. Man hat durch diese Schaufelconstruction das Stauchen der Schaufeln beim Ein- und Austritt aus dem Wasser beseitigen wollen. Es ist dies

jedoch sehr unvollkommen gelungen, und vielmehr die Leistung der Ruderräder dadurch, wie es scheint, etwas herabgezogen worden. Mit Vortheil wendet man dagegen, vorzüglich in Amerika, Ruderräder an, welche durch ein mittleres Arm=

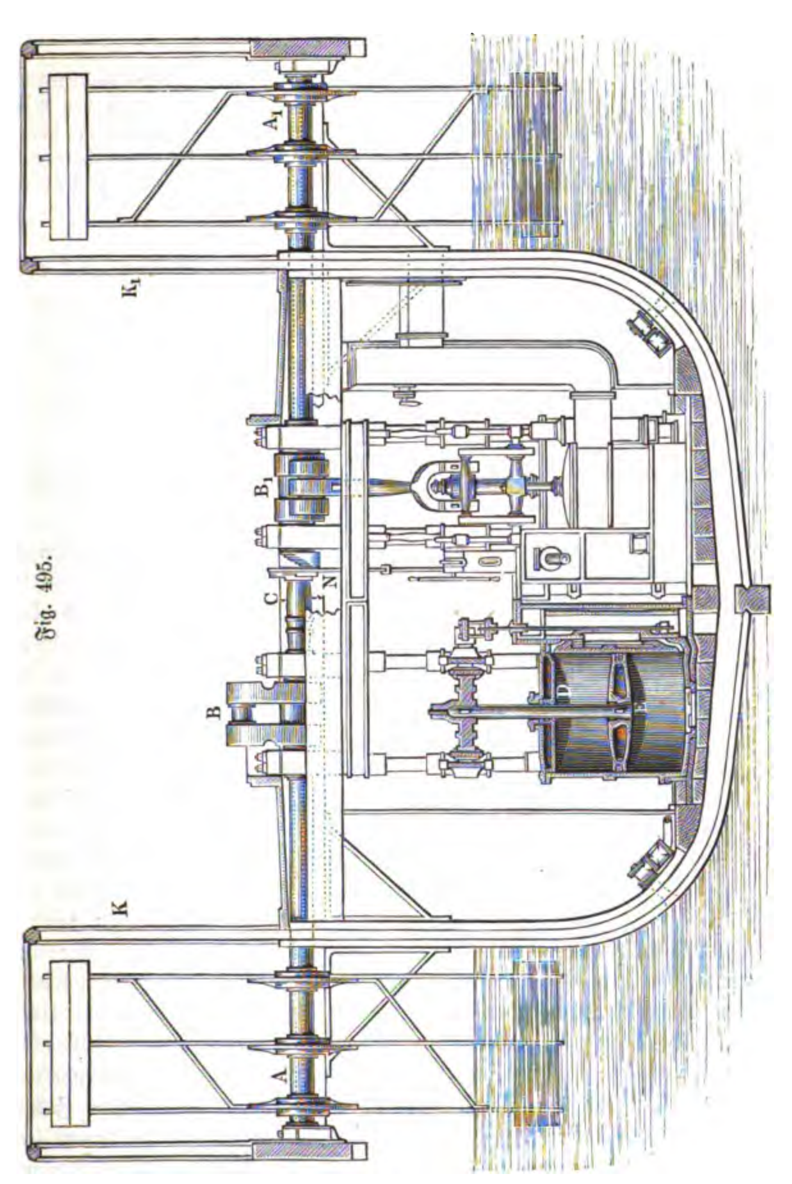
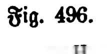


Fig. 495.

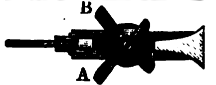
system in zwei gleiche Theile getheilt werden, deren Schaufelungen gegen einander so versetzt sind, daß je eine Schaufel der einen Abtheilung mit der Mitte der Theilung zwischen je zwei Schaufeln der anderen Abtheilung zusammenfällt. Hierbei erhalten die mittleren Radarme eine solche Breite, daß sich die Schaufeln der einen Abtheilung auf der einen und die der anderen Abtheilung auf der anderen Seite derselben befestigen lassen.

Sonstige Aenderungen, welche man an der Construction der Schaufelräder versucht hat, erstrecken sich bloß auf die Form der Schaufeln. Nach den Versuchen des Amerikaners Ewbank sollen namentlich trianguläre Schaufeln, deren Spitzen der Radaxe zugekehrt sind, doppelt so viel leisten als rectanguläre von gleichem Flächeninhalte. Näheres hierüber s. The steam engine by Tredgold, Vol. III, London 1852.

§. 110. **Schiffsschrauben.** Mancherlei Uebelstände der Schaufelräder sind die Veranlassung gewesen, daß die letzteren vielfach, und zwar bei Seeschiffen fast gänzlich durch Flügel- oder Schraubenräder ersetzt worden sind. Ein solches Rad oder eine Schiffsschraube besteht im Wesentlichen aus einer mit zwei, drei oder vier schraubenförmig gebildeten Flügeln versehenen Nabe D, Fig. 496, welche auf einer Welle befestigt ist, die in der Längsrichtung des Schiffes gelagert, aus dem hinteren Theile desselben durch eine Stopfbüchse wasserdicht heraustritt. Die Schraube selbst findet ihren Platz unmittelbar vor dem Steuerruder R, indem die Axe der Schraube A außer in dem Lager C im Schraubensteven noch eine Unterstützung am freien Ende G im Rudersteven findet. Die Welle wird durch die im Innern des Schiffes befindliche Dampfmaschine in Umdrehung gesetzt. Bei den ersten Schrauben zur Fortbewegung der Schiffe bediente man sich einer einzigen auf einer cylindrischen Nabe angebrachten Schraubenfläche von überall gleicher Steigung (archimedische Schraube) und einer vollen Umwindung. Wegen des geringen Durchmessers erzielte man hiermit nur ungünstige Resultate. Man vergrößerte bald den Durchmesser und wandte mehrere Flügel an, welche ebenso vielen verschiedenen mit einander parallelen Schraubenflächen angehörten, und benutzte von diesen nur einen Theil der Ganghöhe, wodurch die Schraube geringere Länge erhielt. So entstand die vielfach zur Anwendung gekommene zweiflügelige Schraube von Smith, Fig. 497 bis 499. Die beiden gegenüber angebrachten Flügel gehören einer zweigängigen Schraubenfläche an, und da jeder der Gänge nur in einer axialen Erstreckung $a\,b$ gleich $^1/_6$ der Ganghöhe h zur Verwendung

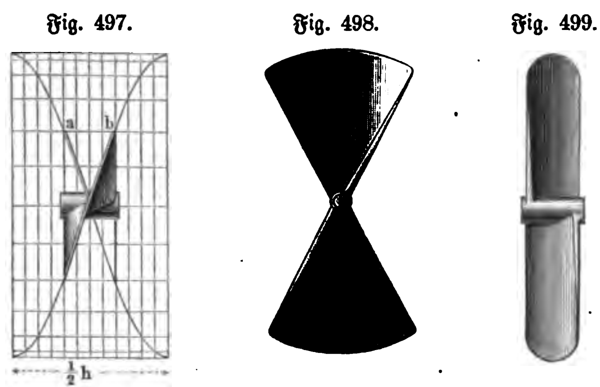

Fig. 496.





kommt, so bildet jeder Flügel in der Stirnansicht, Fig. 498, einen Kreissector mit einem Mittelpunktswinkel von 60⁰. Die seitens der englischen Admiralität angestellten Versuche ergaben hiermit günstige Resultate, wenn der äußere Durchmesser der Flügel nahezu gleich dem Tiefgange des Schiffes

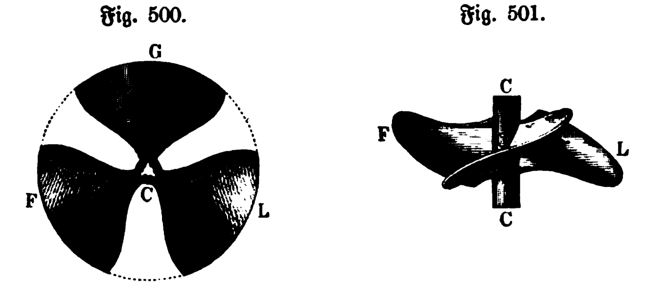
Fig. 497. Fig. 498. Fig. 499.



und die Ganghöhe h ungefähr gleich dem Durchmesser gewählt wurde. Auch dreiflügelige Schrauben nach Fig. 500 und Fig. 501 wurden vielfach angewendet.

Seitdem hat man mancherlei Verbesserungen an den Schrauben angebracht. Woodcroft gab der Schraubenfläche eine veränderliche Steigung

Fig. 500. Fig. 501.



und zwar an der eintretenden, d. h. vorangehenden Kante eine geringere Steigung als an der austretenden oder hinteren Kante. Von Griffith wurde ferner mit Erfolg eine Aenderung dahin vorgenommen, daß die Nabe A, Fig. 502 und 503 (a. f. S.), die Form einer Kugel von $^1/_3$ des Flügeldurchmessers zum Durchmesser erhielt, und die Flügel nach außen verjüngt wurden, wodurch die Vibration bei schnellem Gange wesentlich vermindert wurde. Auch hat man vielfach die einzelnen Flügel besonders mit der Nabe drehbar verbunden, derartig, daß man, wenn wünschenswerth, die

Neigung der Flügel durch Verdrehung verändern kann. Eine solche Anordnung zeigt die bei französischen Panzerschiffen gebräuchliche vierflügelige Schraube, Fig. 504 und 505.

Fig. 502.

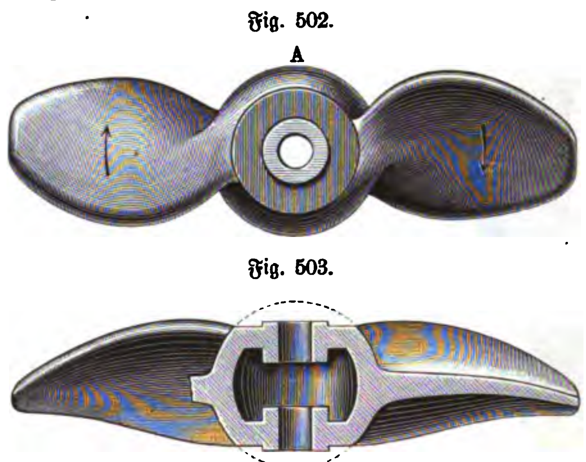
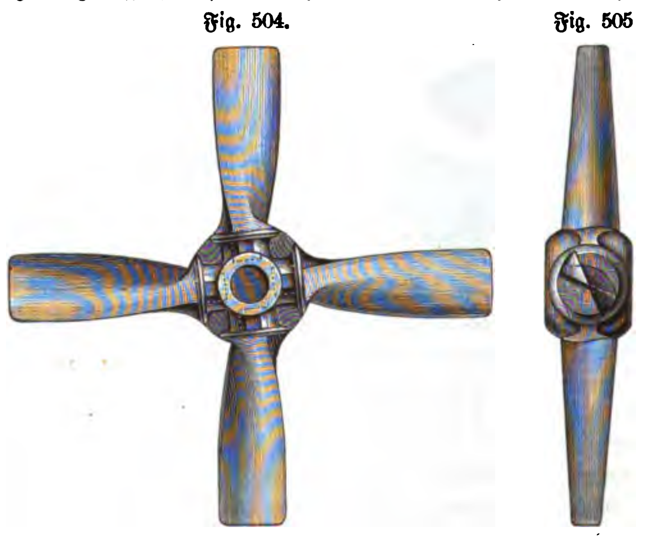


Fig. 503.

Wenn bei günstigem Winde die Bewegung lediglich durch die Segel bewirkt wird, so setzen die Schraubenflügel der Bewegung des Schiffes einen großen Widerstand entgegen; deshalb hat man wohl auch die Einrichtung so getroffen, daß in solchen Fällen die Schraube, nachdem sie

Fig. 504. Fig. 505



von der Triebwelle losgekuppelt ist, durch eine Winde aus dem Wasser gehoben werden kann. Zweiflügelige Schrauben stellt man in diesem Falle, anstatt sie zu heben, wohl auch in solcher Lage fest, daß die Flügel vertical gestellt sind und daher nur geringen Widerstand darbieten. Diesem Zwecke dient die Klammer HK in Fig. 496, während der Hebelmechanismus EFG dazu vorgesehen ist, die Flügel A und B um ihre zapfenartigen Ansätze, mit denen sie in der Nabe sitzen, drehen zu können.

Die Wirkung der Schraube auf das Schiff hat man sich in folgender Weise zu erklären. Wollte man sich das Wasser als einen festgehaltenen starren Körper vorstellen, in welchem die den Flügeln oder Schraubengewinden entsprechenden Muttergewinde enthalten wären, so würde bei einer vollen Umdrehung der Schraube diese letztere und mit ihr das ganze Schiff um die Steigung h der Schraube fortgeschoben. Bezeichnet man wieder mit W den Widerstand, welcher sich der Bewegung des Schiffes entgegensetzt, so würden bei diesem Vorgange die Schraubenflügel mit genau demselben Drucke in der der Schiffsbewegung entgegengesetzten Richtung gegen die Muttergewinde drücken. Hiervon unterscheidet sich der thatsächliche Vorgang nur darin, daß das Wasser nicht absolut festgehalten wird, sondern dem auf ihn nach rückwärts ausgeübten Drucke W nur vermöge seiner Trägheit widersteht. Es wird also hier, wie bei den Schaufelrädern auch, durch eine der Triebkraft W des Schiffes gleiche Kraft nach hinten eine gewisse Wassermasse in Bewegung versetzt. Die zu diesem letztgedachten Effecte erforderliche mechanische Arbeit, welche sich, unter w wieder die Geschwindigkeit des nach hinten ausweichenden Wassers und unter v die fortschreitende Geschwindigkeit des Schiffes verstanden, durch Ww ausdrückt, wird daher auch hier als Arbeitsverlust auftreten, welcher mit der erreichten Nutzwirkung Wv in Kauf genommen werden muß. Bezeichnet man hier mit c die axiale Geschwindigkeit der Schraube, setzt also $c = nh$, wenn n die Umdrehungszahl der Schraube ist, so hat man auch hier

$$c = v + w;$$

und daher den Arbeitsaufwand

$$A = Wc = W(v + w),$$

folglich den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Wv}{Wc} = \frac{v}{v + w}.$$

Die Geschwindigkeit $w = c - v$ des nach hinten ausweichenden Wassers nennt man auch hier den Rücklauf oder Slip der Schraube, und drückt denselben in Procenttheilen der axialen Schraubengeschwindigkeit c aus. Es lassen sich hier ganz ähnliche Betrachtungen anstellen, wie gelegentlich der Schaufelräder, daß nämlich der Wirkungsgrad der Schraube um so kleiner

ausfällt, je größer der Rücklauf w ist, und daß man dahin trachten muß, diese Geschwindigkeit möglichst klein zu machen. Es handelt sich daher noch um die Untersuchung der Verhältnisse, welche auf die Größe des Rücklaufs von Einfluß sind.

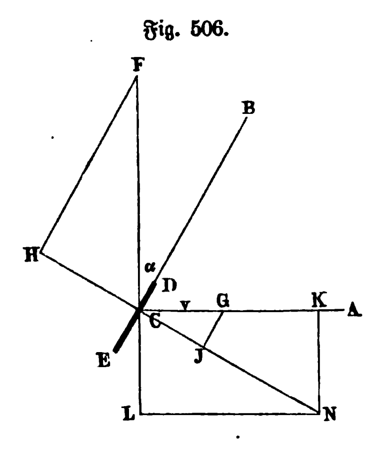


Fig. 506.

Zunächst kann man wieder den Widerstand des Schiffes wie früher

$$W = \zeta F v^2$$

setzen, wenn F den Querschnitt des eingetauchten Hauptspants bezeichnet. Sei ferner DE, Fig. 506, ein Flächenelement ∂F_1 eines Schraubenflügels in einem Abstande ϱ von der Axe AC, so hat man, unter h die Ganghöhe der Schraube verstanden, für den Neigungswinkel α dieses Elementes gegen die zur Axe AC senkrechte Ebene CF die Beziehung

$$tang\, \alpha = \frac{h}{2\pi\varrho} \text{ oder } \varrho = \frac{h}{2\pi} cotg\, \alpha.$$

Wird nun die Axe AC mit der Winkelgeschwindigkeit ω gedreht, so ist die Geschwindigkeit des Elementes DE durch $CF = \varrho\omega$ gegeben. Zerlegt man diese Geschwindigkeit nach der Richtung der Schaufel und senkrecht darauf, so bestimmt sich die letztgenannte Componente zu

$$CH = \varrho\omega \sin\alpha = \frac{h\omega}{2\pi} \cos\alpha.$$

Ebenso erhält man durch Zerlegung der fortschreitenden Geschwindigkeit des Schiffes $CG = v$ die zur Fläche DE senkrechte Componente $CJ = v \cos\alpha$. Durch die drehende und fortschreitende Bewegung des Elementes DE wird daher das Wasser senkrecht zur Fläche dieses Elementes mit einer absoluten Geschwindigkeit

$$CH - CJ = \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right) \cos\alpha$$

bewegt, wozu ein Normaldruck

$$N = \zeta_1 \partial F_1 \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \cos^2\alpha$$

gehört. Zerlegt man diesen Normaldruck CN in die mit der Axe AC parallele und dazu senkrechte Componente, so erhält man als Element der vorwärts treibenden Kraft

$$CK = N \cos\alpha = \zeta_1 \partial F_1 \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \cos^3\alpha$$

$$= \zeta_1 \partial G \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \cos^2\alpha,$$

wenn man die Projection $\partial F_1 \cos\alpha$ des Flächenelementes ∂F_1 auf eine zur Axe senkrechte Ebene mit ∂G bezeichnet. Die Summe aller dieser auf die einzelnen Elemente der Flügelflächen wirkenden Kräfte hat man nun als vorwärts treibende Kraft gleich dem Widerstande $W = \zeta F v^2$ zu setzen, also erhält man

$$\int \zeta_1 \partial G \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \cos^2\alpha = W.$$

Sieht man als Element ∂G der Schraubenprojection einen unendlich schmalen Ringstreifen vom Halbmesser ϱ, von der Breite $\partial\varrho$ und dem Centriwinkel β an, welcher gleich der Summe aller der den einzelnen sectorenförmigen Flügeln zugehörigen Mittelpunktswinkel ist, so findet man

$$\partial G = \varrho \beta \partial \varrho,$$

oder, da

$$\varrho = \frac{h}{2\pi} \cot g\,\alpha,$$

und daraus

$$\partial\varrho = -\frac{h}{2\pi}\frac{\partial\alpha}{\sin^2\alpha} \text{ ist,}$$

$$\partial G = -\beta \left(\frac{h}{2\pi}\right)^2 \frac{\cot g\,\alpha}{\sin^2\alpha}\partial\alpha.$$

Mit diesem Werthe für ∂G erhält man daher

$$-\int \zeta_1 \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \beta \left(\frac{h}{2\pi}\right)^2 \cot g^3\alpha\,\partial\alpha = W.$$

Nun findet man nach einer Formel der Integralrechnung

$$-\int \cot g^3\alpha\,\partial\alpha = \frac{\cot g^2\alpha}{2} + ln.\sin\alpha,$$

folglich erhält man durch Integration zwischen $\alpha = \frac{\pi}{2}$ für den Halbmesser $\varrho = 0$, und $\alpha = \alpha_1$ für den größten Halbmesser der Schraube $\varrho = r$, den Axendruck

$$W = -\zeta_1 \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \beta \left(\frac{h}{2\pi}\right)^2 \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \cot g^3\alpha\,\partial\alpha$$

$$= \zeta_1 \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 \beta \left(\frac{h}{2\pi}\right)^2 \left(\frac{\cot g^2\alpha_1}{2} + ln.\sin\alpha_1\right).$$

Da nun die Projection G der sämmtlichen Flügelflächen auf eine zur Axe senkrechte Ebene durch

$$G = \beta \int \varrho \partial \varrho = \beta \frac{r^2}{2} = \beta \left(\frac{h}{2\pi}\right)^2 \frac{cotg^2 \alpha_1}{2}$$

ist, so läßt sich nach Einführung dieses Werthes obiger Ausdruck für W auch schreiben:

$$W = \zeta_1 \left(\frac{h\omega}{2\pi} - v\right)^2 (1 + 2\, tang^2 \alpha_1\, ln.sin\, \alpha_1)\; G.$$

Setzt man hierin für den Werth $\frac{h\omega}{2\pi}$, welcher die Geschwindigkeit der Schraube in der Richtung der Axe darstellt, die Bezeichnung c ein, und setzt der Kürze wegen

$$\zeta_1 (1 + 2\, tang^2 \alpha_1\, ln.sin\, \alpha_1) = \zeta_2,$$

so schreibt sich die Formel schließlich analog derjenigen für Schaufelräder

$$W = \zeta_2 (c - v)^2\, G = \zeta F v^2,$$

woraus weiter

$$c = v\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_2 G}}\right)$$

und die erforderliche Arbeit

$$A = Wc = \zeta F v^3 \left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_2 G}}\right)$$

folgt. Man erhält daher den Wirkungsgrad der Schraube zu

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_2 G}}}.$$

Die für die Schraube gefundenen Formeln stimmen sonach in allen wesentlichen Punkten mit den für Schaufelräder entwickelten überein, wenn man nur berücksichtigt, daß der Umfangsgeschwindigkeit c der Schaufeln die axiale Geschwindigkeit der Schraube und daß dem Flächeninhalte F_1 der beiderseits eingetauchten Schaufeln die Projection der Schraubenflügel auf eine zur Axe senkrechte Ebene entspricht. Ebenso ist der Widerstandscoefficient ζ_2 für die Schraubenflügel wegen der windschiefen Form derselben mit dem oben entwickelten Correctionscoefficienten $(1 + 2\, tang^2 \alpha_1\, ln.sin\, \alpha_1)$ behaftet.

In Betreff der Wirksamkeit von Schrauben ist zu bemerken, daß bei denselben eine nicht unbeträchtliche Reibung der Flügel an den Wassertheilchen eintritt, welche nach den Versuchen von Froude etwa 10 Proc. des dem Schiffe sich darbietenden Bewegungswiderstandes beträgt. Außerdem wird

dem Wasser nicht nur die zur Erzeugung des treibenden Druckes nöthige Geschwindigkeit nach hinten, sondern auch eine rotirende Bewegung ertheilt, so daß durch die hierdurch hervorgerufene Centrifugalkraft des Wassers der Druck auf die Schraube herabgezogen wird. Ein noch größerer Nachtheil für den Wirkungsgrad der Schraubenschiffe entsteht indessen dadurch, daß die Schraube eine Störung in dem Verlaufe der Wasserfäden hinter dem Schiffe veranlaßt. Wie im §. 104 dargelegt worden, üben die hinter dem Schiffe sich schließenden Wasserfäden einen gewissen vorwärtstreibenden Druck auf das Hinterschiff aus, welcher einen Theil des dem Vorderschiffe sich entgegensetzenden Widerstandes aufhebt. Wenn aber durch die Wirkung der Schraube die Wasserfäden unter dem Heck gewaltsam nach hinten geworfen werden, so wird diese günstige Einwirkung des Wassers auf das Hinterschiff großentheils unmöglich gemacht, so daß ein entsprechend größerer Widerstand von dem Motor der Schraube überwunden werden muß, als er vorhanden sein würde, wenn das Schiff nicht durch die Schraube, sondern etwa durch einen Schlepper bewegt würde. Froude giebt auf Grund vielfacher genauer Versuche an, daß bei gut gebauten Schraubenschiffen die gedachte Widerstandsvermehrung 40 bis 50 Proc. von demjenigen Widerstande beträgt, welchen das Schiff erfährt, wenn es mit der gleichen Geschwindigkeit geschleppt wird.

Ungeachtet dieser Uebelstände haben die Schrauben doch mehr und mehr die Schaufelräder verdrängt, weil ihre Vorzüge vor den letzteren ganz bedeutende sind. Was zunächst den Wirkungsgrad der Schrauben anbetrifft, so steht er trotz jener erwähnten Widerstände doch keineswegs hinter dem der Schaufelräder zurück. Der Grund hiervon ist darin zu erkennen, daß die Schraube einen Wasserstrom nach hinten wirft, dessen Querschnitt G denjenigen F_1 der von Schaufelrädern hervorgebrachten meist beträchtlich übersteigt, insbesondere seitdem man die Vorzüge großer Schraubendurchmesser (bis über 5 m) erkannt hat. Da nämlich zur Erzeugung eines bestimmten treibenden Druckes W die dem gedachten Wasserstrome zu ertheilende Geschwindigkeit w gemäß der Formel $W = \zeta_1 F_1 w^2 = \zeta_2 G w^2$ um so kleiner ausfällt, je größer F_1 oder bezw. G ist, mit dieser Rücklaufsgeschwindigkeit w aber der Arbeitsverlust Ww direct proportional ist, so erklärt sich hieraus, wie der vortheilhafte Einfluß der größeren Schraubenfläche die Nachtheile der Reibung, der Centrifugalkraft und der Bewegungsstörung der Wasserfäden aufzuwägen vermag.

Daneben bietet die Schraube für Seeschiffe ganz besondere Vortheile gegenüber den Schaufelrädern. Sie wird in ihrer Wirkung durch das Rollen des Schiffes gar nicht beeinträchtigt, wie dies dagegen bei den Schaufelrädern in höchst nachtheiliger Weise geschieht, da hier die Räder bei starkem Rollen abwechselnd sehr tief eingetaucht sind und dann ganz aus dem Wasser

heraustreten. Auch ist der veränderliche Tiefgang des Schiffes fast ohne Einfluß auf die Wirkung der Schraube, während Schaufelräder nur bei einer bestimmten Eintauchung vortheilhaft arbeiten. Dieser Umstand fällt namentlich für Schiffe ins Gewicht, welche lange atlantische Reisen zu machen haben, nach deren Beendigung der Tiefgang wegen des unterwegs verbrauchten Kohlenquantums oft mehrere Fuße geringer ist, als beim Beginn der Fahrt. Dazu kommt der verhältnißmäßig geringere Widerstand, welchen Schraubenschiffe bei Benutzung der Segel bieten, welcher Widerstand insbesondere bei einer zweiflügeligen Schraube gering ist, deren Flügel in die Verticalebene gestellt werden, während die umfangreichen Radkasten der Raddampfer beträchtliche Luftwiderstände namentlich beim Andampfen gegen den Wind verursachen. Daß die Schraube weniger leicht der Beschädigung durch feindliche Geschosse ausgesetzt ist, als die Räder, ist ein Hauptgrund für die allgemeine Einführung der ersteren bei Kriegsschiffen. Aber auch für die Handelsmarine hat die Schraube fast gänzlich die Schaufelräder verdrängt. Nur bei geringer Wassertiefe, also für die Flußschifffahrt, steht der Anwendung der Schrauben der geringe Tiefgang im Wege, so daß in solchen Fällen die Schaufelräder in ihre Rechte treten.

In neuerer Zeit hat man, zunächst durch geringe Wassertiefe veranlaßt, auch Schiffe mit zwei Schrauben, Zwillingsschrauben, ausgeführt, welche symmetrisch zu beiden Seiten der mittleren Längsebene angeordnet sind. Abgesehen davon, daß diese Construction die Anordnung eines Längsschotten und hierdurch die Erreichung großer Solidität des Schiffes gestattet, hat die Anwendung von Doppelschrauben nach den darüber angestellten Versuchen gegenüber der einfachen Schraube einen um ca. 10 Proc. geringeren Kraftaufwand ergeben. Der Grund hiervon mag wohl hauptsächlich in dem freieren Zugange des Wassers zu den seitlich vom Steven gelagerten Schrauben zu suchen sein, während bei Anwendung einer Schraube das Wasser, besonders bei stumpfer Schiffsform, weniger leicht zur Schraube gelangen kann. Eine möglichst scharfe Form des Hinterschiffes gilt daher als ein Haupterforderniß für die gute Wirkung der Schraubenpropeller. Doppelschrauben gewähren ferner größere Sicherheit gegen Betriebsstörungen als einfache, da bei Beschädigung der einen Schraube die Bewegung des Schiffes mittelst der anderen allein möglich ist, insofern dem aus der einseitigen Wirkung hervorgehenden Bestreben des Schiffes auf Drehung durch geeignete Schrägstellung des Steuerruders entgegengewirkt werden kann. Wird die Einrichtung so getroffen, daß man jede der beiden Schrauben beliebig nach der einen oder anderen Richtung umdrehen kann, so ist damit eine große Manövrirfähigkeit des Schiffes erreichbar, ein Umstand, welcher der Doppelschraube insbesondere in der Kriegsmarine große Verbreitung verschafft hat.

Was den Durchmesser der Schrauben anbetrifft, so wählt man denselben so groß als irgend möglich, d. h. so groß der Tiefgang des Schiffes es gestattet, und giebt zum Zwecke der Ermöglichung eines großen Schraubendurchmessers dem Schiffe meistens eine merkliche Steuerlastigkeit. Zur guten Wirkung der Schraube ist es nöthig, daß die äußersten Flügelkanten in der obersten Lage noch um eine gewisse Tiefe unter der Wasseroberfläche bleiben, welche Tiefe etwa zwischen 0,3 m und 0,8 m, je nach der Größe der Schiffe, angenommen wird. Beim Seegange, namentlich bei starkem Stampfen des Schiffes, wird ein zeitweises Heraustreten der Flügel aus dem Wasser und eine damit verbundene Stoßwirkung indessen unvermeidlich sein. Demgemäß kommen Schrauben vor, deren Durchmesser 5 m und mehr beträgt. Der Neigungswinkel α_1 der Schraube am Umfange kann passend zu 25^0 angenommen werden, und man erhält aus diesem Neigungswinkel nach Feststellung des größtmöglichen Halbmessers r die Ganghöhe h durch $h = 2\pi r \, tang\, \alpha_1$ und aus der so gefundenen Ganghöhe h und der nach Obigem berechneten Geschwindigkeit $c = \frac{h\omega}{2\pi}$ die Anzahl der Umdrehungen pro Minute $n = 60\frac{\omega}{2\pi} = 60\frac{c}{h}$. Die Umdrehungszahlen der Schrauben schwanken etwa zwischen 50 bei den größten und 200 bei den kleinsten Schiffen.

Der Rücklauf oder Slip der Schraube $c - v$ variirt etwa zwischen 15 und 30 Proc., wobei zu bemerken ist, daß der Ausdruck $c - v$ den wirklichen Rücklauf nur in dem Falle angiebt, daß man das Wasser am Heck des Schiffes als ruhend ansehen darf. In den meisten Fällen wird indessen dem mit dem Hinterschiffe in Berührung kommenden Wasser vermöge der Reibung am Schiffsboden (durch den sogenannten Sog) eine Geschwindigkeit nach vorn ertheilt, welche gleich v_0 sein möge. Die Einwirkung der Schraube auf das Wasser muß daher erst diese nach vorn gerichtete Geschwindigkeit v_0 aufheben, ehe dem Wasser eine Geschwindigkeit rückwärts ertheilt werden kann, und es gilt hierfür die Gleichung

$$c = v\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_2 G}}\right) - v_0.$$

Hieraus ergiebt sich der Rücklauf oder Slip zu

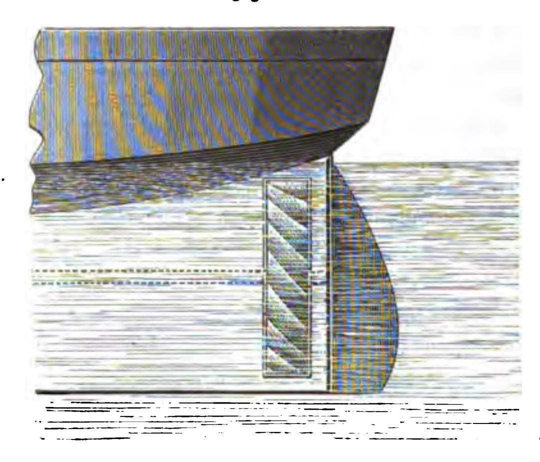
$$c - v = v\sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_2 G}} - v_0,$$

welcher Werth unter abnormen Verhältnissen sogar negativ werden kann.

Anmerkung. Anstatt der Schraube hat man auch wohl an derselben Stelle wie diese, zwischen Hintersteven und Steuerruder ein Rad T mit windschiefen

Schaufeln nach Art der Jonvalturbinen, Fig. 507, zur Anwendung gebracht, durch dessen Umdrehung ein Wasserstrom nach hinten gedrückt wird. Die Wirkung der Schaufeln dieses Turbinenrades hat mit derjenigen der Schraubenflügel

Fig. 507.



viele Aehnlichkeit. In Betreff der Wirkung dieser Räder giebt Redtenbacher*) die Formeln

$$\sin\beta = \frac{\sin\gamma}{1 + \frac{K\,O}{k\,o}}$$

und

$$N = \frac{K\,O\,U^3}{75}\,\frac{tang\ ^1/_2\,(\beta + \gamma)}{tang\,\beta},$$

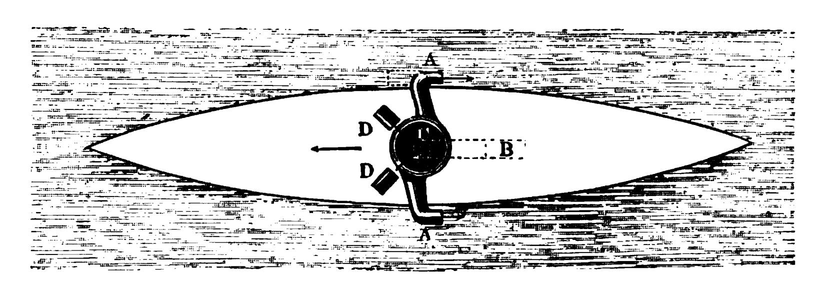
wenn β den Winkel der Schaufeln gegen den Querschnitt des Eintrittes und γ denjenigen gegen die Ebene des Austrittes, o den ringförmigen Durchgangsquerschnitt des Rades, O das Rechteck aus der Schiffsbreite B und der Tauchung T und U die Schiffsgeschwindigkeit bezeichnet. Unter K ist ein dem Schiffswiderstande entsprechender Coefficient und unter k die Größe $\frac{\gamma}{g} = \frac{1000}{9{,}81} = 102$ zu verstehen.

§. 111. **Reactionspropeller.** Man hat in neuerer Zeit mehrfach versucht, die Reactionswirkung des ausfließenden Wassers zur Fortbewegung von Schiffen zu verwenden und es sind mehrere derartige Schiffe ausgeführt worden, ohne daß jedoch eine allgemeinere Einführung dieses Systems stattgefunden hat. Der hierzu dienende Bewegungsapparat besteht im Wesentlichen aus einer in der Mitte des Schiffes aufgestellten Centrifugalpumpe C, Fig 508, deren verticales Kreiselrad, von einer Dampfmaschine D in schnelle Umdrehung versetzt, Wasser durch Oeffnungen B im Schiffs-

*) S. dessen Resultate für den Maschinenbau.

boden ansaugt und dasselbe mit größerer Geschwindigkeit durch die beiden seitlich angebrachten Mundstücke *A* wieder heraustreibt. Da diese mittschiffs in der Höhe des Wasserspiegels angebrachten Ausgußröhren nach hinten gerichtet sind, so erzeugt die Reaction der Strahlen auf die Röhren einen auf Vorwärtsbewegung gerichteten Druck. Diese Einrichtung, welche frei von allen nachtheiligen Stoßwirkungen und Erzitterungen des Schiffes ist, wie

Fig. 508.



sie mit der Anwendung von Schrauben und Schaufelrädern unvermeidlich verknüpft sind, bietet außerdem den Vortheil dar, für die geringsten Tiefgänge und enge Canäle anwendbar zu sein. Ein besonderer Werth wurde ferner von den Anhängern des Systems auf die leichte und schnelle Lenkbarkeit gelegt, welche dadurch erreicht wird, daß die Ausgußröhren *A* um horizontale Axen drehbar gemacht sind, so daß das Schiff, wenn ein Mundstück nach vorn, das andere nach hinten gerichtet wird, auf derselben Stelle sich drehen kann, während bei den gewöhnlichen Schiffen die Drehung mit Hülfe des Steuerruders nur in einem größeren Kreisbogen möglich ist, indem das Steuerruder nur wirken kann, wenn das Schiff in Fahrt befindlich ist. Die letztere Eigenschaft wurde insbesondere als wichtig für Kriegsschiffe hervorgehoben, für welche selbstredend die leichte Manövrirbarkeit mit in erster Reihe steht. Die Versuche zeigten indessen, daß die erreichbaren Geschwindigkeiten hinter denen zurückblieben, welche man unter gleichen Umständen, d. h. bei gleicher Größe und Maschinenstärke, mit Schraubenschiffen erlangte, und hinsichtlich der Lenkbarkeit ergaben die Proben, daß die Zeit zur Beschreibung eines vollen Kreises bei dem Reactionsschiffe „Waterwitch" der englischen Kriegsmarine größer ausfiel (4 Min. 10 Sec.), als diejenige, welche ein gleich gebautes Schiff mit Doppelschraube dazu gebrauchte (3 Min. 6 Sec.). Dabei vermochte das Doppelschraubenschiff in dieser Zeit ebenfalls auf derselben Stelle zu drehen, wenn eine Schraube vorwärts, die andere rückwärts arbeitete, während die Waterwitch beim Drehen auf der Stelle sogar doppelt so viel Zeit ($6^1/_2$ Min.) als das Schraubenschiff erforderte. Die Geschwin-

digkeit des Reactionsschiffes betrug 9,3 Knoten bei einem Aufwande von 760 indicirten Pferdekräften, während das Schraubenschiff mit nur 696 Pferdekraft 9,6 Knoten zurücklegte, trotzdem dasselbe weniger scharf gebaut war und auch ein etwas größeres Deplacement (1180 Tonnen) hatte als die Waterwitch (1120 Tonnen). Diese Gründe mögen wohl hauptsächlich die Ursache sein, warum die Reactionsschiffe nicht häufiger zur Anwendung gekommen sind*), man pflegt heute dieses System fast nur bei schwimmenden Feuerspritzen anzuwenden, bei denen das ohnehin vorhandene Pumpwerk in einfachster Art zur Fortbewegung des Schiffes dienen kann.

Um die Wirkung der Reactionspropeller zu beurtheilen**), sei F wieder die eingetauchte Fläche des Hauptspants und F_1 die Summe der Ausflußmündungen der Ausflußröhren zu beiden Seiten des Schiffes, dessen Geschwindigkeit durch v ausgedrückt ist. Wenn nun das Wasser durch die Wirkung der Kreiselpumpe aus den Ausflußmündungen mit einer Geschwindigkeit relativ zu dem bewegten Schiffe gleich c nach rückwärts ausgetrieben wird, so verbleibt dem Wasser offenbar nach dem Verlassen des Schiffes eine absolute Geschwindigkeit gleich $c - v$, da es außer der ihm durch die Pumpe mitgetheilten relativen Geschwindigkeit c gegen das Schiff gleichzeitig an der nach vorwärts gerichteten Schiffsgeschwindigkeit v Theil nimmt. Hieraus ergiebt sich die Größe der Reactionswirkung des ausfließenden Wassers gegen die Röhrenwandung und daher gegen das Schiff genau gleich dem Drucke, welcher erforderlich ist, um der in jeder Secunde ausfließenden Wassermasse M in dieser Zeit eine Geschwindigkeit, d. h. also hier die Beschleunigung $c - v$, zu ertheilen. Dieser Reactionsdruck ist also als Product aus Masse und Beschleunigung durch $R = M(c - v)$ gegeben, oder, da die Masse des ausfließenden Wassers

$$M = \frac{F_1 c \gamma}{g}$$

ist, so hat man

$$R = F_1 \frac{\gamma}{g} (c - v) c.$$

Diese Kraft ist im Beharrungszustande der Schiffsbewegung gerade gleich dem Widerstande

$$W = \zeta F v^2$$

zu setzen, und man hat daher

---

*) S. über Reactionsschiffe u. A. den Aufsatz von Seydell, Verhandlungen d. Ver. z. Bef. d. Gewerbfl. in Preußen 1852, ferner Erbkam, Zeitschr. f. Bauwesen 1859.

**) S. den Aufsatz von Grashof, Zeitschr. d. Ing. 1876, S. 65.

$$\frac{F_1}{F} = \frac{g}{\gamma} \frac{\zeta v^2}{c^2 - v c} = \frac{g}{\gamma} \frac{\zeta}{\nu^2 - \nu},$$

wenn das Verhältniß der Geschwindigkeiten $\frac{c}{v}$ mit ν bezeichnet wird.

Die von dem ausfließenden Wasser an das Schiff abgegebene Nutzleistung ist gleich

$$A_0 = W v = M (c - v) v,$$

während die von der Pumpe ausgeübte mechanische Arbeit A größer ist als A_0, und zwar nicht nur wegen der hydraulischen Widerstände der Pumpe, sondern auch insbesondere deshalb, weil das ausfließende Wasser M das Schiff mit einer absoluten Geschwindigkeit $c - v$ verläßt, also noch mit einem Arbeitsvermögen

$$V = M \frac{(c - v)^2}{2}$$

behaftet ist, welches als ein reiner Verlust betrachtet werden muß, da diese Wassermasse M ursprünglich in Ruhe war und ihr erst durch die Wirkung der Pumpe diese lebendige Kraft mitgetheilt werden mußte. Die Wirkung der Centrifugalpumpe besteht nun darin, in jeder Secunde die Wassermasse M, welche relativ gegen das bewegte Schiff die Geschwindigkeit v besitzt, in eine gleichfalls relative Geschwindigkeit c gegen das Schiff zu versetzen, und es würde hierzu eine mechanische Arbeit erforderlich sein, gleich

$$M \left(\frac{c^2}{2} - \frac{v^2}{2}\right),$$

wenn in der Pumpe selbst keinerlei hydraulische Nebenhindernisse vorhanden wären. Nimmt man, um die letzteren zu berücksichtigen, an, daß das Pumpenrad für sich einen Wirkungsgrad η_r habe, so findet man die thatsächlich auf dasselbe zu übertragende mechanische Arbeit zu

$$A = M \left(\frac{c^2}{2 \eta_r} - \frac{v^2}{2}\right).$$

Man erhält daher den Wirkungsgrad des Reactionspropellers zu

$$\eta = \frac{A_0}{A} = 2 v \frac{c - v}{\frac{c^2}{\eta_r} - v^2} = 2 \frac{\nu - 1}{\frac{\nu^2}{\eta_r} - 1} = 2 \eta_r \frac{\nu - 1}{\nu^2 - \eta_r}.$$

Der Wirkungsgrad η hängt wesentlich von dem Verhältnisse $\nu = \frac{c}{v}$ der Geschwindigkeiten des Wassers und Schiffes und von dem Wirkungsgrade η_r der Centrifugalpumpe ab. Setzt man den letzteren Werth η_r als bekannt voraus, so erhält man das Maximum von η bei einem Geschwindigkeitsverhältnisse ν, welches gefunden wird aus

$$0 = \frac{\partial \eta}{\partial \nu} = \nu^2 - \eta_r - (\nu - 1)\, 2\,\nu,$$

oder

$$\nu^2 - 2\,\nu = - \eta_r.$$

Hieraus folgt

$$\nu = 1 + \sqrt{1 - \eta_r},$$

und mit diesem Werthe von ν ergiebt sich der größte Wirkungsgrad

$$\eta_{max} = 2\,\eta_r \frac{\sqrt{1 - \eta_r}}{1 + 2\sqrt{1 - \eta_r} + 1 - \eta_r - \eta_r}$$

$$= \eta_r \frac{\sqrt{1 - \eta_r}}{1 - \eta_r + \sqrt{1 - \eta_r}} = \frac{\eta_r}{1 + \sqrt{1 - \eta_r}} = 1 - \sqrt{1 - \eta_r}.$$

Für $\eta_r = 1$, d. h. wenn die Centrifugalpumpe ohne Nebenhindernisse arbeitete, würde auch $\eta = 1$ und $\nu = 1$, d. h. $v = c$ sein. Nimmt man dagegen für eine gut ausgeführte Centrifugalpumpe (s. Cap. IV) den Wirkungsgrad $\eta_r = 0{,}75$, so erhält man das Maximum des Wirkungsgrades für das Schiff zu

$$\eta = 0{,}5,$$

bei einem Geschwindigkeitsverhältnisse

$$\nu = 1 + \sqrt{1 - 0{,}75} = 1{,}5.$$

Die Größe F_1 der Ausflußmündungen ergiebt sich in diesem Falle durch

$$F_1 = \frac{g}{\gamma}\,\zeta\,\frac{F}{\nu^2 - \nu} = 1{,}33\,\frac{g}{\gamma}\,\zeta\,F.$$

§. 112. **Fähren.** Unter Fähren oder Trajectanstalten versteht man diejenigen Schifffahrtseinrichtungen, welche zwischen zwei zu beiden Seiten eines Stromes, Sees oder Meeresarmes endigenden Fahrstraßen resp. Eisenbahnen eine Verbindung derart vermitteln, daß die Fuhrwerke sammt ihrer Ladung direct von der einen Seite nach der anderen übergesetzt werden können, ein Umladen der Waaren also erspart wird. Die Fähren ersetzen daher in gewissem Maße die Brücken, mit welchen sie aber natürlich niemals, was die Größe des zu bewältigenden Verkehrs anbetrifft, auch nur annähernd concurriren können. Es ist daher leicht ersichtlich, daß man Fähren nur anwenden wird, wo die Ausführung einer festen Brücke zu kostbar und schwierig sein würde, oder solche aus strategischen oder sonstigen Gründen überhaupt nicht möglich ist. Es werden daher Fähren nur zur Uebersetzung breiter Ströme und Gewässer Anwendung finden, da bei schmalen Flüssen und nur einigermaßen belebtem Verkehre die Erbauung einer Brücke meistens vorzuziehen sein wird.

Seit der Entwickelung der Eisenbahnen hat sich namentlich das Bedürfniß fühlbar gemacht, die Schienennetze, unter Verhältnissen, wie die erwähnten, unter sich durch Fähren in Verbindung zu bringen, und man bedient sich dann immer der Dampfkraft zum Betriebe solcher Eisenbahnfähren, welche wohl auch im Besondern mit dem Namen der Trajectanstalten belegt werden. Vor der Anwendung von Dampfmaschinen zum Gütertransport wurden die gebräuchlichen Fähren entweder durch Menschenhand bewegt, oder man bediente sich auch bei den sogenannten fliegenden Brücken der lebendigen Kraft des zu übersetzenden Stromes zur Bewegung des Fährschiffes.

In allen Fällen besteht die eigentliche Fähre aus einem niederbordigen Schiffsgefäße, welches kräftig genug gebaut ist, um auf seinem Deck direct die Landfuhrwerke nebst Zugthieren bezw. die beladenen Eisenbahnwaggons aufzunehmen. In letzterem Falle ist auf dem Deck der Fähre natürlich für die Anordnung eines entsprechenden Eisenbahngeleises gesorgt, welches mit den an beiden Ufern endigenden Geleisen so in Communication gebracht werden kann, daß ein Ueberschieben der Wagen möglich ist. Die Locomotiven werden meistens nicht mit befördert. Bei den Trajecten für Eisenbahnen pflegt man das Fährschiff, die Ponte, in der Regel aus Eisen zu bilden, während bei den einfachen Fähren für Landfuhrwerke meistens ein hölzerner Prahm benutzt wird, oder man bedient sich auch wohl zweier Kähne, welche durch eine darauf befestigte hölzerne Brückenbahn fest mit einander verbunden sind. Eine besondere Aufmerksamkeit erfordern in den meisten Fällen, namentlich bei Eisenbahntrajecten, diejenigen Einrichtungen, welche die Ueberführung der Wagen zwischen der Ponte und den festen Bahnen der Ufer vermitteln, insofern der Wasserstand und damit die Höhenlage des Decks der Fähre meist bedeutenden Schwankungen unterworfen ist. Verschiedene Einrichtungen sind zu dem Zwecke in Anwendung gekommen. Bei den einfachsten Fähren für Landfuhrwerke genügt in der Regel auf jeder Seite eine hölzerne wenig geneigte Rampe, welche einerseits an das Uferterrain sich anschließt, andererseits bis zur Bordhöhe der Fähre sich erhebt und so in der einfachsten Weise das Auf- und Abfahren der Wagen ermöglicht.

Diese Rampen sind zuweilen in Form von Klappen mit den Enden des Fährprahms drehbar verbunden, so daß sie bei Ankunft desselben am Ufer auf letzteres niedergelegt werden können.

Bei bedeutenden Wasserstandsschwankungen, wie solche namentlich in Meeresarmen und Flußmündungen in Folge der Ebbe und Fluth auftreten, bedient man sich der sogenannten Landungsbrücken, deren Träger einerseits auf dem festen Ufer, andererseits auf einem schwimmenden Ponton auf scharnierartigen Stützlagern ruhen. In Folge dessen können dieselben mit wech-

selndem Wasserstande ihre Neigung ändern, und da das auf dem Ponton ruhende Ende der Landungsbrücke in gleicher Höhe mit dem Deck der Fähre liegt, so ist auch bei jedem Wasserstande durch die Landungsbrücke eine Verbindung zwischen dem Lande und der Fähre ermöglicht.

Bei den Eisenbahntrajecten bedient man sich meistens der schiefen Ebenen zur Ueberführung der Wagen auf die Ponte, bezw. auf die Ufer. Zu dem Ende wird von jedem der beiderseitigen Rangirbahnhöfe, welche selbstredend hochwasserfrei angelegt sind, eine geneigte Ebene nach dem Landungspunkte der Fähre bis unter den tiefsten Wasserspiegel herabgeführt. Die Ueberführung der Waggons zwischen dem Deck der Ponte und dieser geneigten Ebene vermittelt alsdann ein besonderer Anfahrtswagen, d. h. eine mittelst Rädern auf den Schienen der geneigten Ebene laufende Landebrücke, welche auf ihrer ganz oder nahezu horizontalen Plattform ein Geleise trägt, das einerseits an den Kopf der Ponte, andererseits an die erwähnte geneigte Ebene sich anschließt. Die Ueberführung der Waggons von der Ponte nach dem Ufer und umgekehrt geschieht dann entweder von einer stationären Maschine mittelst einer Kettentrommel, oder neuerdings meistens durch den directen Zug oder Schub einer Locomotive, in welchem Falle die Neigung der schiefen Ebene natürlich nur gering (etwa 2 Proc.) sein darf.

Bei der Trajectanstalt zwischen Ruhrort und Homberg hat man sich auch der directen Hebung der Waggons von dem Deck der Ponte auf das Geleise der Bahnhöfe bedient, indem man die Plattform der in §. 18, Fig. 73, erläuterten hydraulischen Hebevorrichtung bis zur Höhe des Geleises auf dem Fährschiffe niederläßt, und mit den beiden auf die Plattform geschobenen Wagen durch die hydraulische Hebevorrichtung emporhebt. Eigenthümlich ist ferner die Höhenausgleichung, welche bei dem Fährschiffe zur Anwendung gebracht ist, das die Eisenbahnwagen zwischen Friedrichshafen und Romanshorn über den Bodensee befördert. Hier ist das Schiff an jedem Ende mit einer Kammer versehen, welche nach Bedarf mehr oder minder mit Wasser gefüllt werden kann, so daß man nicht nur den Tiefgang des Schiffes im Ganzen, sondern auch die Längsneigung innerhalb gewisser Grenzen in der Hand hat.

In Hinsicht der Bewegung der Fähren selbst hat man hauptsächlich zwei verschiedene Ausführungen zu unterscheiden, je nachdem das Fährschiff mittelst einer Schraube oder durch Ruderräder bewegt, in freier Bahn das Wasser durchkreuzt, oder an einer quer hindurchgelegten Kette bezw. einem Seile in ähnlicher Art bewegt wird, wie dies in §. 106 hinsichtlich der Kabelschifffahrt besprochen worden ist.

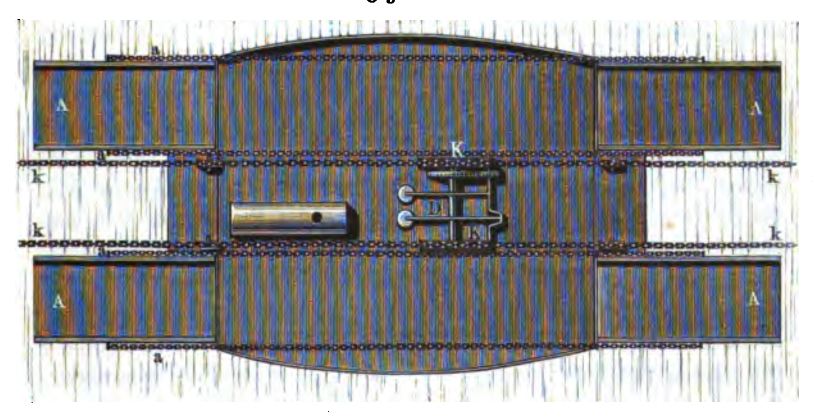
Die Fähren der ersten Art sind im Allgemeinen Dampfschiffe, meistens Raddampfer von der schon besprochenen Einrichtung des Decks zur Aufnahme der Fuhrwerke resp. Eisenbahnwaggons, welche an beiden Enden in

ganz gleicher Art construirt, auch an jedem Ende mit einem Steuerruder versehen sind, um das Wenden der Schiffe zu vermeiden. Als Beispiele solcher Dampffähren können die schon erwähnten Fähren Ruhrort-Homberg und Friedrichshafen-Romanshorn angesehen werden, von denen die letztere *) bei einer Länge von 70 m und Breite von 12,2 m zwischen den 2,45 m breiten Rädern auf einem Doppelgeleise 14 bis 16 Eisenbahnwaggons aufnimmt, womit es die Entfernung von 2,5 geogr. Meilen in 44 Minuten zurücklegt. In New-York dienen derartige Dampffähren vielfach zur Vermittelung des Verkehrs.

Fig. 509.



Fig. 510.



Die zweite Art der Fähren, bei welchen die Fahrponte durch eine Kette oder ein Seil gezwungen ist, in bestimmter Bahn das Wasser zu kreuzen, hat besonders für Eisenbahntrajecte Bedeutung erlangt, indem man hierbei stets mit Sicherheit und Genauigkeit denselben Anlandungspunkt anlaufen kann, wie dies behufs der Ueberführung der Waggons erforderlich ist.

*) S. Transactions of the Inst. of Naval Archit. 1869, p. 49; Zeitung deutscher Eisenbahnverwaltungen 1869, S. 113; Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Bd. IV.

In den Figuren 509 und 510 (a. v. S.) ist eine Kettenfähre*) dargestellt, wie sie in Plymouth schon seit 1838 auf einem Meeresarme von 2550 Fuß engl. Breite (770 m) in Thätigkeit ist. Das 16,8 m lange und 13,7 m breite Fährschiff trägt in der Mitte eine zweicylindrige Balancierdampfmaschine D von 0,5 m Cylinderdurchmesser, welche durch Zahnradvorgelege zwei Kettenrollen K betreibt, über welche zwei Ketten k von 25 mm Eisenstärke geführt sind. Diese Ketten, welche noch über die am Schiffe befindlichen Leitrollen l gehen, sind auf den Ufern durch in besonderen Schächten hängende Gewichte mit je 120 Ctr. gespannt. Bei der Drehung der Kettenräder wird die Fähre mit 5,5 Fuß (1,68 m) Geschwindigkeit bewegt. Zur bequemen Auffahrt der Fuhrwerke, welche zu beiden Seiten des Maschinenraumes Platz finden, dienen an jedem Ende der Fähre zwei drehbare Klappen A, die durch Ketten a von der Dampfmaschine gesenkt und gehoben werden können. Auf den Ufern sind schiefe Ebenen mit einer Steigung von 1 : 14 angebracht.

Eine derartige Kettenfähre, welche von der Rheinischen Bahnverwaltung bei Griethausen am Rheine ausgeführt wurde, zeigte mancherlei Unzuträglichkeiten, insbesondere dadurch, daß die Ketten bei der geringen Tiefe des Rheins und in Folge des starken Strombruckes gegen die Fähre ihre Lage nicht beständig beibehielten, sondern stromab getrieben wurden, so daß die Landung der Fähre nicht an dem festgesetzten Punkte erfolgte.

Diesen Uebelständen zu begegnen, mußten bei der großartigen Trajectanstalt zu Rheinhausen**), bei welcher fünf neben einander gehende Fähren den Verkehr zwischen den beiderseitigen Bahnhöfen vermitteln, besondere Vorsichtsmaßregeln getroffen werden, welche aus den Figuren 511 bis 513 ersichtlich sind. Zur Führung jeder der fünf Fähren F ist quer durch den Rheinstrom ein Drahtseil von 65 mm Stärke, das sogenannte Halteseil h, gelegt, dessen Enden durch Gewichte g von 300 Ctrn. gespannt werden, welche in besonderen Brunnen spielen. Jedes Halteseil h ist in 12 Punkten, in Abständen von 37,7 m, durch besondere Ankerseile a von 31,4 m Länge und 25 mm Stärke gehalten, welche Ankerseile andererseits mit dem Flußbette verbunden sind. Zu diesem letzteren Zwecke sind nämlich in dem Strome parallel zu demselben in Abständen von 37,7 m zwölf Ankerketten k gelegt, deren Enden an zwölf Pfählen p befestigt sind, welche ca. 80 m oberhalb des obersten Halteseils in das Flußbett eingerammt wurden. Jede solche Ankerkette k nimmt die fünf Ankerseile a für die verschiedenen Halteseile der einzelnen Fähren auf. Hierdurch sind die

*) S. Hartwich, Erweiterungsbauten der Rhein. Eisenbahn.

**) S. den Artikel von Schaltenbrand, Zeitschr. deutsch. Ing. 1870 und die vorstehend citirte Publication von Hartwich, Erweiterungsbauten d. Rhein. Eisenbahn.

Halteseile wegen der öfteren Stützung durch die Ankerseile *a* an einer erheblichen Durchbuchtung stromabwärts in wirksamer Weise geschützt.

Fig. 511.



Fig. 512.

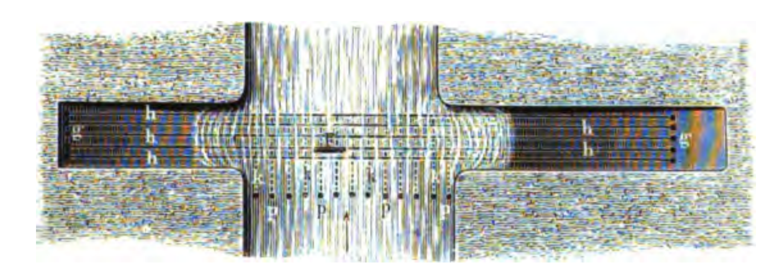
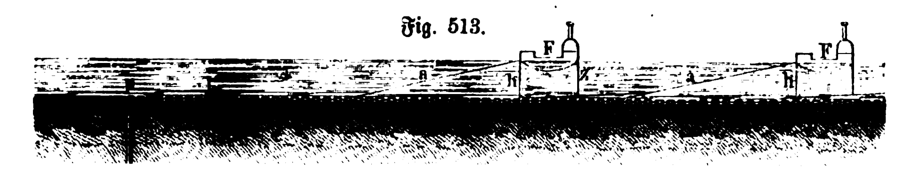


Fig. 513.



Zur Führung der Fährponte an ihrem Halteseile ist erstere an jedem Ende mit einer drehbar aufgehängten Rolle *R*, Fig. 514 (a. f. S.), versehen, in deren Rille das zugehörige Halteseil *h* gelegt ist. Damit hierbei die Verbindungsstellen, in welchen das Halteseil von den Ankerseilen *a* ergriffen wird, dem Vorübergehen der Rolle kein Hinderniß entgegensetzen, ist die Verbindung des Ankerseiles *a* mit dem Halteseil *h* durch eine hakenförmige Schelle *s* bewirkt, welche entsprechend geformt ist, um dem Rollenrande den Durchgang zu gestatten. Um dies zu erleichtern, ist die Rolle *R* in einem Bügel *B* so aufgehängt, daß sie sich nach der Richtung einstellen kann, in welcher die Mittelkraft aus dem Eigengewichte des Halteseiles *h* und des Zuges von *a* gerichtet ist. Die Schelle *s* erfaßt das Halteseil *h* mittelst einer schlanken Stahlbüchse *b*, welche vermöge ihrer Zuschärfung Stöße nicht wesentlich veranlaßt.

Zur Bewegung der Fähren ist endlich noch für jede Ponte ein Zugseil *z* von 33 mm Durchmesser in 9,42 m Abstand von dem Halteseile quer durch

den Strom gelegt und durch Spannungsgewichte mit 70 Ctr. angespannt. Dieses Zugseil umschlingt zwei auf der Ponte angebrachte Seilscheiben von 2,5 m Durchmesser, jede in dem halben Umfange, von welchen Seilscheiben die eine durch eine Zwillingsmaschine von 22 Pferdekraft mit etwa 1,6 m


Fig. 514.



Geschwindigkeit umgedreht wird. So groß ist also auch die Geschwindigkeit der Ponte. Die Fähre selbst ist noch in den Figuren 515 und 516 in der Ansicht und im Grundrisse dargestellt.

Die aus Eisen construirte Ponte *P* von 50 m Länge und 7,85 m Breite nimmt auf dem in der Mitte befindlichen Geleise bis zu acht Güterwagen von je 300 Ctr. Bruttolast auf. Die seitlich in *D* aufgestellte Dampfmaschine bewegt die eine der beiden Seilscheiben *S*, über welche, wie erwähnt, das Zugseil *z* geschlungen ist, das, aus dem Wasser aufsteigend, bei *s* über eine Leitrolle an der Ponte geführt ist und über die Leitrolle s_1 wieder herabfällt. Das Halteseil *h* geht auf der anderen Seite über die an den Enden des Fährschiffes aufgehängten Rollen *R* von der durch Fig. 514 erläuterten Einrichtung.

In den Figuren ist auch der Anfahrtswagen *W* ersichtlich, welcher die Ueberführung der Waggons von dem Geleise der Ponte *P* auf das der sich landwärts anschließenden, im Verhältniß 1 : 48, geneigten Ebene *E* vermittelt. Der achträdrige Wagen *W* rollt auf den Schienen dieser geneigten Ebene und trägt auf seiner Oberfläche, welche gegen den Horizont eine Neigung 1 : 12 hat, ein Geleise, dessen Schienen sich bei *p* direct an die der Ponte *P* anschließen, während an dem anderen Ende bei *e* drehbare Zungen angebracht sind, welche sich auf die Schienen der geneigten Ebene *E* legen. Die Ponte schiebt beim Anfahren den ihr im Wege stehenden An-

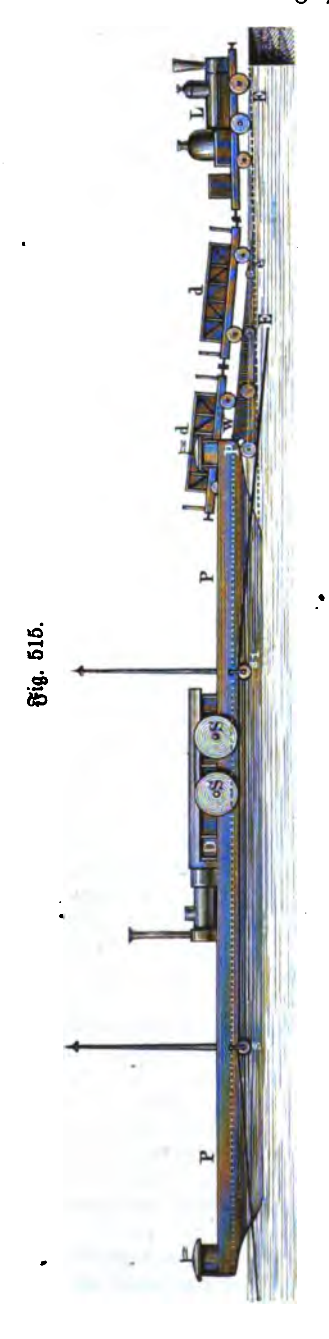


Fig. 515.

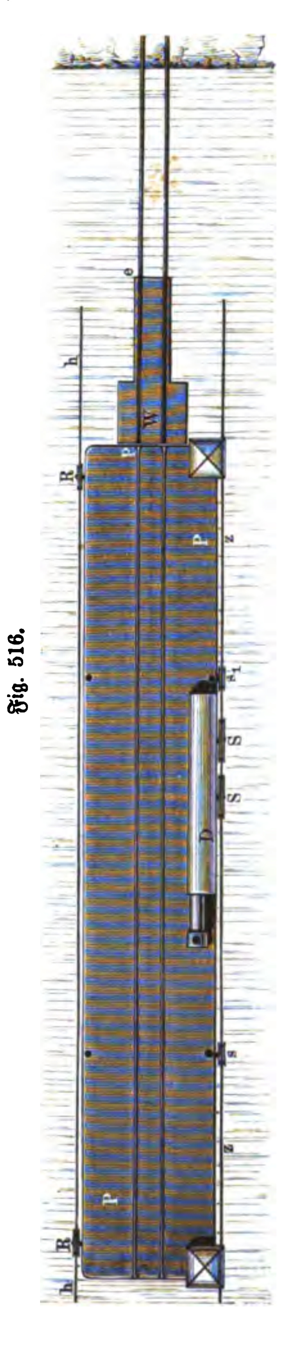
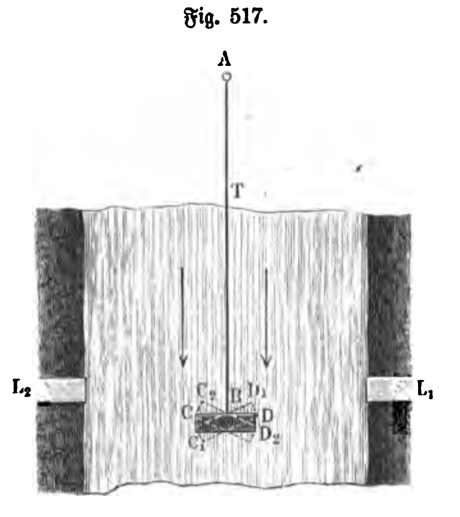


Fig. 516.

fahrtswagen vor sich her und die Ebene hinauf und legt sich dabei mit dem Buge fest auf ein paar starke Rollen des Anfahrtswagens, während bei der Abfahrt der Ponte von derselben der Anfahrtswagen so weit mit herabgeschleppt wird, daß ihn die Ponte bei der Rückfahrt in richtiger Stellung vorfindet. Das Auf- und Abschieben der Waggons geschieht durch eine Locomotive L, welche, um nicht selbst auf die Anfahrtsbrücke laufen zu müssen, durch zwei zwischengeschaltete sogenannte Distanzwagen d auf die Waggons wirkt. Die Einrichtung in Rheinhausen hat sich gut bewährt, man kann annehmen, daß jede Ponte im Stande ist, innerhalb 12 Stunden 144 Wagen nach jeder der beiden Richtungen zu befördern.

Bei den fliegenden Fähren oder sogenannten Gierponten, welche zuweilen in Strömen mit hinreichender Geschwindigkeit, z. B. im Rheine, Anwendung finden, benutzt man die lebendige Kraft des Stromes zur Bewegung der Fähre dadurch, daß man die letztere einfach schräg gegen den Strom stellt, wie aus Fig. 517 sich ergiebt. Bezeichnet hierin F eine Fähre, welche mittelst eines langen Taues T an einem stromaufwärts gelegenen Punkte A im Stromstriche des Flusses fest verankert ist, so wird diese Fähre sich von selbst in eine Lage stellen, in welcher das Tau AB genau in die Richtung der Strömung fällt, vorausgesetzt, daß die lange Seite des Fährschiffes CD senkrecht zur Stromrichtung AB gestellt ist. Denkt man dagegen durch irgend ein Mittel der Fähre eine gegen den Strom geneigte Stellung ertheilt, wie durch $C_1 D_1$ oder $C_2 D_2$ dargestellt ist, so ist ersichtlich, wie in Folge des von dem fließenden Wasser ausgeübten Stoßes eine seitliche Bewegung der Fähre nach der Landungsbrücke L_1 bezw. L_2 eintreten muß, welche Bewegung natürlich in einem Kreisbogen um A erfolgt. Zur Trajectirung von einem Ufer zum andern, z. B. von L_2 nach L_1, hat man daher nur der in L_2 normal zum Strome stehenden Fähre eine geneigte Stellung entsprechend $C_1 D_1$ zu geben, worauf die besprochene Bewegung nach dem jenseitigen Ufer beginnt und ununterbrochen vor sich geht. Wenn man dann vor Ankunft der Fähre an der jenseitigen Landungsbrücke L_1 das Fährschiff wieder in die normale Stellung zurückführt, so hat man es in der Hand, das Anlanden gehörig sanft und stoßfrei zu bewirken.

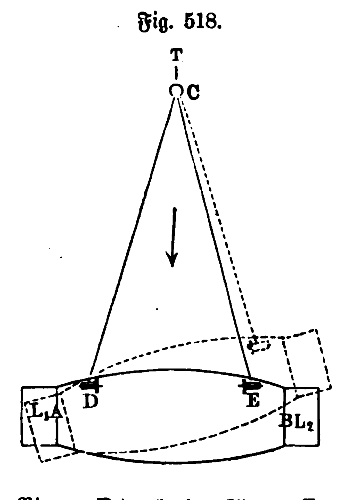
Fig. 517.



Der Mittel, deren man sich zur Herbeiführung und zum Reguliren der schrägen Stellung bedient, giebt es hauptsächlich zwei. Das eine kommt zur Anwendung,

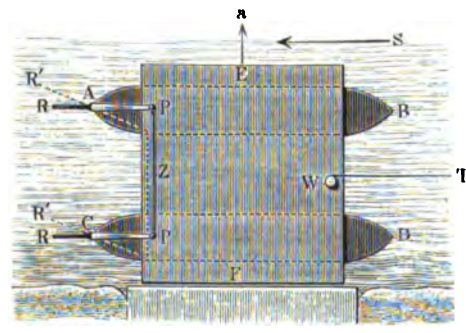
wenn die Fähre aus einem einzigen Ponton oder Schiffsgefäße gebildet wird, und besteht darin, daß das Fährschiff AB, Fig. 518, mit dem Giertau T in C durch die beiden Ketten (Brittelketten) CD und CE verbunden ist, von denen man nach Belieben die eine oder die andere durch die Winden D oder E anziehen kann. Hierdurch ist man ersichtlicher Weise stets in der Lage, eine schräge Stellung der Fähre herbeizuführen und zu erhalten. Diese Fähren sind in der Regel an beiden Enden mit drehbaren Klappen L_1 und L_2 versehen, behufs der bequemen Landung.

Fig. 518.



Besteht dagegen die Fähre nach Fig. 519 aus zwei Pontons AB und CD, welche durch eine Brückenbahn EF fest mit einander verbunden sind, so bedient man sich der beiden stromabwärts angebrachten Steuerruder R, zu deren gleichzeitiger Bewegung die Pinnen P durch eine Stange Z verbunden sind. Legt man z. B., wenn F am Landungspunkte anliegt, die Steuer aus der mittleren Stellung R in diejenige R', so werden durch den Druck des Wassers auf die Steuer die Schiffsspitzen B und D in den Strom S gedreht (s. den folg. Paragraphen), so daß die Fähre in die zur Bewegung im Sinne des Pfeiles a erforderliche Stellung gelangt. Sobald diese Bewegung eingeleitet und die Fähre die gehörige schräge Stellung angenommen hat, führt man die Steuer in die mittlere Stellung zurück und kann bei der Ankunft am jenseitigen Ufer durch entgegengesetzte Stellung der Steuer das Anlanden hinreichend sanft bewirken.

Fig. 519.





Die Geschwindigkeit, mit welcher die Fähre den Strom durchkreuzt, hängt wesentlich von der Geschwindigkeit des letzteren, von der Neigung des Fährschiffes gegen die Stromrichtung und von der Größe der getroffenen Fläche ab, welche letztere zuweilen durch besondere, erforderlichenfalls niederzulassende, sogenannte

Schwerter vergrößert wird, das sind hölzerne ebene Schaufeln von kielartiger Wirkung. Auch die Länge des Giertaues ist hierauf von Einfluß, sofern von dieser Länge die Bogenbewegung der Fähre abhängig ist, vermöge deren die letztere auf dem ersten Theile der Bewegung bis zum Scheitel dieses Bogens thalab mit dem Strome und auf dem zweiten Theile zu Berg gegen den Strom sich bewegt. Nach den von Becker*) angegebenen, durch die Erfahrung bestätigten Regeln soll man die Länge des Giertaues $l = nb$ machen, worin b die Strombreite und n ein von der Geschwindigkeit v des Stromes abhängiger Coefficient ist, welcher sich bestimmt für

	$v =$ 1,5 — 1,8	1,8 — 2,4	2,4 — 3,6	3,6 — 4 m
zu				
	$n =$ 0,75	1	1,5 — 1,8	1,8 — 2.

Die Unterstützung des Taues zwischen dem Ankerpunkte und der Fähre geschieht in der Regel durch kleinere Nachen, in Entfernungen von 30 bis 40 m. Der Winkel, unter welchem man meistens die Brücke gegen die Strömung stellt, beträgt nach Becker etwa 60 bis 70° bei der Abfahrt, 50 bis 60° in der Mitte und 40 bis 50° in der Nähe der Landungsbrücke. Die Zeit einer Ueberfahrt beträgt beispielsweise bei der fliegenden Brücke zu Speyer bei einer Strombreite daselbst von 360 m bei mittlerem Wasser 6 bis 7 Minuten, dagegen bei hohem Wasser nur 4 bis 5 Minuten und bei niedrigem Wasser 9 bis 10 Minuten.

Anstatt eines in der Richtung des Stromes liegenden Giertaues hat man auch Fähren ausgeführt (z. B. in Boppard a. R.), bei denen quer durch den Strom ein Tau gelegt und beiderseits verankert ist, an welchem mittelst einer Laufrolle das Fährschiff hängt, durch dessen schräge Stellung ein Fortrollen der Laufrolle bewirkt wird. Das Seil sinkt sofort hinter der Fähre auf den Grund, so daß dadurch ein Hinderniß für die gewöhnliche Schifffahrt nicht, wohl aber für die Kabelschifffahrt (§. 106) entsteht.

§. 113. **Das Steuern der Schiffe.** Wenn die auf ein Schiff wirkende Triebkraft nicht mit der Richtung des einzuhaltenden Schiffscurses zusammenfällt, so muß man der in Folge hiervon eintretenden Tendenz des Schiffes zur Drehung durch Einführung eines gewissen Druckes auf das Steuer entgegenwirken, wie dies bereits in §. 105 gelegentlich des Schiffsziehens angeführt worden ist. Auch wurde bei Besprechung des Segelns angegeben, in welchem Falle das Steuerruder zu Hülfe genommen werden muß, um der Tendenz des Schiffes, vom Winde abzufallen oder gegen denselben anzuluven, zu begegnen. Ebenso wird bei Dampfern mit Doppelschraube der Druck des Steuers in dem Falle eintreten müssen, in welchem nur eine Schraube in Thätigkeit ist, etwa wegen Beschädigung der anderen. Zum Manövriren endlich, oder überhaupt zur Aenderung der Cursrichtung kann kein Schiff das Steuerruder entbehren. Dasselbe findet sich immer am hintersten Theile des Schiffes, dem Heck, weil diese Stelle die für die Wirkung des Ruders vortheilhafteste ist. Bei solchen Schiffen,

*) Der Brückenbau von M. Becker.

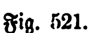
welche bald in der einen, bald in der anderen Richtung sich bewegen müssen, ohne umwenden zu können, z. B. Fähren oder Seilschiffe (s. §. 106), ordnet man an jedem Ende ein Steuer an, von welchen beiden indeß immer nur das hintere in Gebrauch genommen wird, während das vordere (Bugruder) fest in die Kielrichtung eingestellt wird.

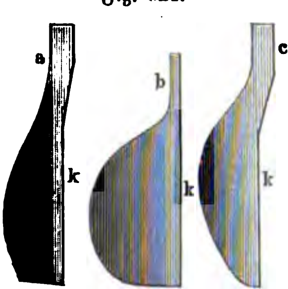
Das Ruder oder Steuer, auch in seiner gewöhnlichen Ausführung Steuerruder genannt, ist aus Fig. 520 ersichtlich. Hier ist AB der Schaft, an welchem das Blatt C befestigt ist, und welcher, oberhalb durch eine Oeffnung im Schiffsdeck geführt, mit einem Hebel, der Pinne D, versehen ist, um mittelst derselben eine Drehung des Steuers vornehmen zu können. Zur Ermöglichung dieser Drehung ist das Blatt mit Angeln a versehen, deren vorstehende Zapfen b von den am Hintersteven S befestigten Oesen c, den sogenannten Fingerlingen, umfaßt werden, so daß eine Drehung des Blattes etwa in der Art, wie die einer Thür in ihren Angeln, nach beiden Seiten erfolgen kann. Der Winkel dieser Drehung des Ruders nach jeder Seite der Mittelebene erhebt sich niemals über 42°.

Fig. 520.



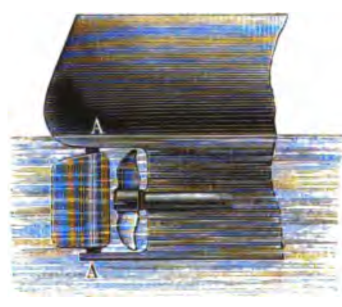
Einige übliche Formen von Rudern sind in Fig. 521 a, b, c dargestellt. Von diesen Rudern ist das mit a bezeichnete insbesondere bei den Segelschiffen und dasjenige b bei den Dampfschiffen der englischen Kriegsmarine in Gebrauch, während das unter c angeführte vorzugsweise bei Kauffahrteischiffen Anwendung findet. Bei allen diesen Rudern fällt die Drehaxe ungefähr mit der vorderen Ruderkannte k zusammen, weshalb dabei eine beträchtliche Kraft zum Drehen des Ruders erforderlich ist. Namentlich erfordert die Drehung des Ruders bei großen Schiffen die Anstellung einer zahlreichen Mannschaft und ein beträchtliches Umsetzungsverhältniß in dem Triebwerke zur Drehung des Ruders, in Folge dessen die Umlegung des Ruders nur verhältnißmäßig langsam vor sich geht. Man hat daher zur Vermeidung dieser Uebelstände vielfach die

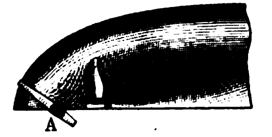

Fig. 521.



sogenannten Balanceruder angewandt, bei welchen die Ruderfläche zu beiden Seiten der Axe A, Fig. 522, und zwar etwa zu $^1/_3$ vor und $^2/_3$ hinter der Axe gelegen ist. Diese Ruder sind, da die Druckkraftmomente dieser beiden Flächentheile sich zum Theil aufheben, viel leichter und schneller zu bewegen, als die gewöhnlichen Ruder. Sie sind deswegen namentlich bei Dampfschiffen in Anwendung gekommen, für Segelschiffe haben sie sich weniger bewährt. Auch ist man, seitdem man sich auf großen Dampfern besonderer Dampfsteuermaschinen zum Umlegen des Ruders bedient, vielfach zu der Construction des gewöhnlichen Ruders zurückgekehrt.

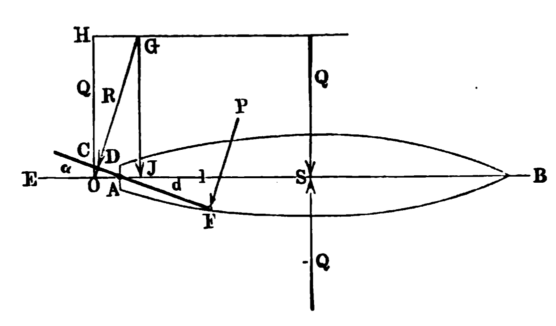
Fig. 522.





Die Kraft, welche zum Umlegen des Ruders an der Pinne erforderlich ist, bestimmt sich aus dem Momente des Wasserdruckes gegen die Ruderfläche, und wächst mit zunehmender Neigung des Ruders gegen die Kiellinie. Wird in Fig. 523 dieser Neigungswinkel CAE des Ruders gegen den

Fig. 523.



Kiel AB mit α bezeichnet, und bedeutet R den senkrecht zur Ruderfläche wirkenden Wasserdruck, so ist, wenn von den hiergegen unerheblichen Zapfenreibungen in den Fingerlingen abgesehen wird, die an der Pinne von der Länge $AF = d$ erforderliche Kraft P durch

$$P = R \frac{a}{d}$$

gegeben, wenn a den senkrechten Abstand der Axe A von der Richtung des resultirenden Wasserdruckes R bedeutet. Dieser Druck R hängt außer von der Größe F_1 der Ruderfläche von dem Winkel α und von der Geschwindigkeit v ab, mit welcher das Wasser gegen die Ruderfläche trifft. Letztere Geschwindigkeit kann bei Segelschiffen und Raddampfern gleich der relativen Schiffsgeschwindigkeit v*) gesetzt werden, während bei Schraubenschiffen die Geschwindigkeit der das Ruder treffenden Wassertheilchen vorzugsweise von der Schraube abhängt. Ist v diese relative Geschwindigkeit des Wassers gegen das Ruder und ζ_1 der entsprechende Widerstandscoefficient, so hat man den normal zur Fläche des Ruders ausgeübten Wasserdruck

$$R = \zeta_1 F_1 v^2 \sin \alpha,$$

wenn man annimmt, daß bei der meist nur geringen Größe von α, welche 40° niemals übersteigen wird, die Kraft R direct proportional mit dem Sinus des Neigungswinkels ist. Von der Tiefe der Eintauchung des Steuers, also von dem hydrostatischen Drucke ist der Ruderdruck direct nicht abhängig, insofern der Wasserdruck gegen beide Flächen des Blattes nach entgegengesetzter Richtung in gleicher Größe wirkt. Dagegen kann die Eintauchungstiefe von Belang sein, insofern die relative Geschwindigkeit der Wasserfäden gegen das Steuer oft wesentlich von der Tiefe abhängt und nach unten zu wegen der daselbst schärfer werdenden Schiffsform größer ist als oben.

Bei gewissen stumpf gebauten Schiffen hat man überhaupt nur Steuerdruck erlangen können dadurch, daß das Steuer noch unter dem Schiffsboden vorragt.

Was die Lage des resultirenden Wasserdruckes, also den Abstand a betrifft, so geht diese Mittelkraft R keineswegs durch den Schwerpunkt der eingetauchten Fläche des Ruderblattes, wie es bei gleichmäßiger Vertheilung des Druckes auf diese Fläche der Fall sein müßte. Vielfache Erfahrungen weisen darauf hin, daß die in der Richtung der Bewegung nach vorn liegenden Flächentheile des Ruders stärkeren Drucken ausgesetzt sind, als die weiter nach hinten gelegenen; so zeigten z. B. dynamometrische Messungen die Kraft am Ende der Pinne eines Balanceruders fast gleich Null, sobald die hinter der Axe gelegene Ruderfläche doppelt so groß war, wie die nach vorn liegende. Nach Angaben von White wird man ohne großen Fehler annehmen dürfen, daß der Mittelpunkt des Druckes C etwa um $1/3$ bis $1/4$ der größten Ruderbreite b von der Axe A entfernt liege.

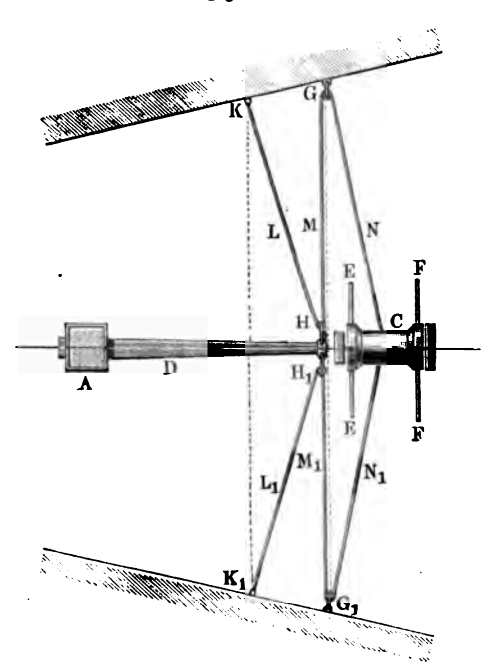
Das Moment Ra des Ruderdruckes wird bei gewöhnlichen Steuern nur bei den kleinsten Schiffen und geringer Geschwindigkeit so klein ausfallen,

---

*) In Flüssen mit der Geschwindigkeit w hat man $v \pm w$ als relative Schiffsgeschwindigkeit anzunehmen.

daß die Ruderpinne direct mit der Hand regiert werden kann. Bei allen größeren Schiffen ist ein besonderes **Steuerrad** erforderlich, dessen durch die Mannschaft oder auch durch eine besondere Dampfmaschine bewirkte Drehung durch entsprechende Zwischengetriebe das Umlegen des Steuers veranlaßt. Eine solche Einrichtung, bei welcher die Bewegung der Pinne mit Hülfe von **Kloben (Taljen)** geschieht, zeigt Fig. 524. Hier stellt A den Schaft und D die Ruderpinne vor, an deren Ende die Rollen $H H_1$ angebracht sind, über welche die nach beiden Seiten abgehenden Taue oder Ketten LMN geschlagen sind. Es ist ersichtlich, daß die Umdrehung des Steuerrades C an seinen Spillen E und F und damit des Haspels, an welchem die Taue N und N_1 befestigt sind, eine Bewegung der Pinne nach der einen oder anderen Richtung zur Folge haben muß. Nach verschiedenen hierüber existirenden Angaben *) sind auf großen Kriegsschiffen unter Umständen 40 bis 60 Mann und mehr an den Rädern und Taljen zur Bewegung des Steuers erforderlich gewesen, woraus man die Bedeutung der **Dampfsteuerapparate** genügend ersieht, deren Regierung von der Hand eines Einzelnen bewirkt werden kann. Ein näheres Eingehen in die Details dieser Apparate würde hier zu weit führen, in welcher Weise man Schrauben zur Bewegung des Ruders verwendet hat, dafür sind in Thl. III, 1, Cap. 5 einige Beispiele angeführt worden.

Fig. 524.



Um die drehende Wirkung des Steuers auf das Schiff zu beurtheilen, sei vorausgesetzt, daß das Schiff unter der Einwirkung einer in der Kielrichtung wirkenden Kraft bei der mittleren Stellung des Ruders eine Geschwindigkeit v

*) S. u. A. Transactions of the Institution of Naval Architects 1863.

angenommen habe, und daß in einem bestimmten Augenblicke das Ruder aus seiner Mittellage in AE, Fig. 523, um einen Winkel $EAC = \alpha$ gedreht werde. Der in Folge dessen auf das Ruder in D wirkende Wasserdruck R, welcher durch die Länge GO dargestellt sein möge, läßt sich dann ersetzen durch eine in die Kielrichtung AB fallende Kraft $JO = R \sin \alpha$ und eine dazu senkrechte in O angreifende Kraft $HO = R \cos \alpha$. Die erste Componente JO ist einer Vergrößerung des Schiffswiderstandes W gleich zu achten, so daß in Folge derselben die fortschreitende Bewegung so lange verzögert wird, bis dadurch der Widerstand W des Schiffes so weit verringert ist, daß er zusammen mit dieser Längsschiffscomponente $R \sin \alpha$ gerade gleich der vorwärtstreibenden Kraft des Schiffes geworden ist. In Folge dieser mit der Wirkung des Steuerruders stets verbundenen Abnahme der Schiffsgeschwindigkeit v wird natürlich auch der Druck R auf das Ruder kleiner werden.

Die zweite auf der Kielrichtung senkrechte Componente des Ruderdruckes $Q = R \cos \alpha$ denke man sich in gleicher Richtung und Größe nach dem Schwerpunkte S des Schiffes verlegt, indem man ein Kräftepaar $Q, - Q$ hinzufügt, dann erkennt man, daß zunächst die Kraft Q in S eine seitliche Verschiebung des Schiffes anstrebt, während das Kräftepaar eine Drehung des Schiffes um seine verticale Schwerpunktsaxe veranlaßt. Jene seitliche Verschiebung wird man vernachlässigen können wegen des bedeutenden Widerstandes, der sich einer solchen entgegensetzt; wogegen die erwähnte Drehung als der durch das Steuerruder überhaupt angestrebte Zweck anzusehen ist. Dieser Drehung des Schiffes durch das Moment $Q . OS = Q . l$ setzt sich im ersten Augenblicke kein Widerstand des Wassers entgegen, da im Anfange die Drehgeschwindigkeit Null ist. Folglich erhält man für die Beschleunigung der Drehung im ersten Augenblicke den Ausdruck $\frac{Q l}{T}$, wenn T das Trägheitsmoment des Schiffes in Bezug auf seine verticale Schwerpunktsaxe ist. In dem Maße, wie nun das Schiff Drehgeschwindigkeit annimmt, stellt sich auch ein stetig an Größe zunehmender Widerstand W' des Wassers der Drehung entgegen, der namentlich durch die von dem Schwerpunkte entfernten scharfen Theile des Bugs und Hecks hervorgerufen wird. Es wird daher sehr bald ein Zustand sich einstellen, in welchem das Moment $Q l$ der drehenden Kraft gerade dem Momente des gedachten Widerstandes gleich geworden ist. In diesem Augenblicke hört jede fernere Beschleunigung der Drehbewegung auf, das Schiff bewegt sich von jetzt an in einem Kreisbogen, dessen Halbmesser r sich zu $r = \frac{v}{\delta}$ ergiebt, wenn δ die erlangte Winkelgeschwindigkeit und v die gleichfalls constant gewordene fortschreitende Geschwindigkeit des Schiffes bedeutet. Bis dieser Zustand ein-

tritt, bewegt sich das Schiff in einer Curve, welche zwischen dem ursprünglich geraden Curse des Schiffes und diesem besagten Kreise einen allmäligen Uebergang bildet.

Man erkennt hieraus, daß diese Uebergangsperiode um so schneller beendet sein wird, je schneller das Ruder zur Seite gelegt werden kann, also z. B. bei Anwendung von Balancerudern oder Dampfsteuerapparaten früher, als bei den langsam durch Menschenhand bewegten einfachen Rudern. Ferner wird diese Zeit des Uebergangs um so kleiner ausfallen, je größer der Steuerdruck R oder Q und je kleiner das Trägheitsmoment T des Schiffes ist. Von zwei sonst ganz gleichen Schiffen wird daher dasjenige langsamer Drehgeschwindigkeit empfangen, bei welchem die Massen in größeren Abständen vom Schwerpunkte also hauptsächlich am Bug und Heck vertheilt sind. Was dagegen die schließlich erlangte Größe der Drehgeschwindigkeit δ anbetrifft, so ist dieselbe hauptsächlich von der Form des Schiffes abhängig, und es spielen hierbei, wie bemerkt, die scharfen Parthieen des Bugs und Hecks, sowie die Länge und der Tiefgang eine große Rolle; die Massenvertheilung dagegen ist hierauf ohne directen Einfluß. Von dieser schließlichen constanten Drehgeschwindigkeit δ im Verhältniß zu der fortschreitenden Geschwindigkeit v hängt wiederum der Halbmesser r des Kreises ab, in welchem das Schiff sich bewegen kann. Je schneller das Schiff sich vorwärts bewegt, desto größer wird dieser Halbmesser r, hat das Schiff gar keine Fahrt und wird, wie bei Doppelschraubenschiffen oder Reactionspropellern durch entgegengesetzte Wirkung der Propeller die Drehung erzeugt, so wird mit $v = 0$ auch $r = 0$, d. h. das Schiff dreht sich auf der Stelle.

Diesen Folgerungen entsprechen auch die praktischen Erfahrungen, nach denen mit kleineren Schiffen mit Hülfe des gewöhnlichen Handsteuers Kreise beschrieben werden können, deren Durchmesser gleich der drei- bis vierfachen Schiffslänge sind. Bei großen Schiffen gehören hierzu schon Balanceruder oder solche mit Dampfbetrieb, indem hierbei mittelst der einfachen durch Hand betriebenen Steuer nur Kreise von der sechs- bis achtfachen Schiffslänge zum Durchmesser beschrieben werden können.

Wenn nun durch die Wirkung des Ruders dem Schiffe die gewünschte Aenderung der Cursrichtung ertheilt ist, so genügt es offenbar nicht, zur Einhaltung des neuen Curses das Ruder einfach in die Mittelstellung zurückzuführen, denn wenn dadurch auch der Steuerdruck fortfällt, so wird doch die in dem Schiffe vermöge seiner Drehgeschwindigkeit enthaltene lebendige Kraft ein weiteres Schwingen des Schiffes veranlassen, welchem nun durch das Ruder entgegengewirkt werden muß. Hiermit hängt die fast unausgesetzte Thätigkeit des Steuerapparates bei unruhiger See zusammen. Es ist leicht aus dem Obigen ersichtlich, daß jenes Weiterschwingen des Schiffes um so geringer ausfallen wird, je größer der Widerstand gegen Drehbewegung im

Verhältnisse zu dem Trägheitsmomente ist. Wenn daher lange, scharfgebaute und tiefgehende Schiffe sich vermöge des größeren Drehungswiderstandes langsamer steuern als kurze, stumpfe und flache Schiffe, so werden sie andererseits sich doch viel ruhiger bewegen als diese letzteren. Den extremen Fall eines unruhigen Steuerns würde ein nußschalenförmiges Schiff darbieten, welches wegen des großen Trägheitsmomentes und geringen Drehwiderstandes schwierig zur Ruhe kommen würde, wenn es einmal in Drehung versetzt worden wäre. Die in solcher Art gebauten russischen kreisrunden Panzerschiffe haben dies bestätigt*).

Will man den vortheilhaftesten Ruderwinkel α kennen, so hat man einfach die Bedingungen aufzusuchen, unter welchen die Querschiffscomponente $HO = Q$, Fig. 523, zu einem Maximum wird, da die Hebelarme OS dieser drehenden Kraft für verschiedene Ruderwinkel nur ganz unwesentlich von einander abweichen. Nimmt man, wie oben angegeben, an, daß der Normaldruck R auf das Ruder proportional mit der ersten Potenz vom Sinus des Ruderwinkels α ist, so hat man

$$Q = R \cos \alpha = \zeta_1 F_1 v^2 \sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \zeta_1 F_1 v^2 \sin 2\alpha,$$

welcher Werth für $\alpha = 45^0$ zu einem Maximum wird. Demgemäß wird auch, wie schon bemerkt, das Ruder niemals mehr als 45°, in der Regel nicht über 40° nach jeder Seite der Mittelstellung ausgelegt.

Daß der Druck der Wasserfäden gegen das Steuer bei Schraubenschiffen wesentlich von der Wirkung der Schraube abhängt, wurde bereits bemerkt. Eine eigenthümliche Erscheinung bei Schraubenschiffen besteht ferner darin, daß solche bei der Mittelstellung des Ruders von selbst die Neigung zeigen, seitlich von der Kielrichtung abzuweichen, und zwar wendet sich der Bug des Schiffes nach Steuerbord bei einer Rechtsschraube und nach Backbord**) bei Anwendung einer Linksschraube, weshalb man bei Anordnung von Doppelschrauben immer die eine Schraube mit rechtem, die andere mit linkem Gewinde versieht. Den Grund dieser auffälligen Erscheinung erkennt man darin, daß durch die Schraube den nach hinten ausweichenden Wassertheilchen außer dieser Bewegung auch eine Rotationsbewegung ertheilt wird, in Folge deren sie seitlich gegen das Ruder treffen. Es zeigt sich nun, daß das Ruder, frei gelassen, dem Impulse der unten befindlichen Schraubenflügel folgt, ein Beweis, daß von diesen das Wasser mit größerer Kraft gegen die eine Ruderfläche getrieben wird, als es von den oberen Flügeln gegen die andere Fläche geschieht. Wäre der Impuls auf beiden Seiten gleich, so würde kein Grund zum Drehen vorhanden sein.

*) S. White, Handbuch für Schiffbau.

**) Steuerbord nennt man die Seite rechts, Backbord die zur Linken, wenn man auf dem Schiffe das Gesicht dem Buge zuwendet.

In Folge dessen steuern Schraubenschiffe in der Regel bei gleichem Winkel α des Ruders nach der einen Seite schneller als nach der anderen.

Mancherlei Vorschläge sind gemacht worden, um die Steuerfähigkeit der Schiffe durch besondere Apparate zu vergrößern. So hat man z. B. in dem verticalen Schiffstheile in der Nähe der Vorder- oder Hintersteven, dem sogenannten Todtholze, eine Schraube anbringen wollen, deren Druck senkrecht zur Kielrichtung wirkt. Auch in dem Ruder selbst sollte eine kleine Schraube angebracht werden, welche, an der Drehung des Ruders Theil nehmend, den Steuerdruck vermehren sollte. Die Hauptschwierigkeit dieser Apparate dürfte in der Uebertragung der Rotation auf diese Steuerschrauben zu suchen sein. Auch die Hauptschiffsschraube hat man, in einem besonderen drehbaren Rahmen gelagert, derartig gelenkig mit der Schraubenwelle verbunden, daß dieser Schraube ähnlich dem Ruder eine geneigte Stellung gegen die Kiellinie gegeben werden kann. Die schwierige Regierung dieses Apparates und die leichte Beschädigung desselben in Folge ungenügender Solidität stehen dieser sonst gewiß sehr wirksamen Anordnung im Wege. Daß man durch Reactionspropeller ebenso wie durch Doppelschrauben ein kräftiges drehendes Moment erreichen kann, ist bereits angeführt worden, auch ist dies bei Raddampfern möglich, wenn man die Schaufelräder derartig mit der Dampfmaschine verbindet, daß sie nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden können. In Bezug der Schiffe mit Doppelschrauben kann noch erwähnt werden, daß man, um das Drehmoment möglichst groß zu erhalten, auch die Schraubenwellen nach dem Heck hin convergirend gelegt hat, so daß der Abstand ihrer Richtungen vom Schiffsschwerpunkte und damit der Hebelarm des drehenden Momentes wesentlich vergrößert wird.

§. 114. **Schiffsdampfmaschinen.** Die für die ersten Dampfschiffe zum Betriebe der Schaufelräder angewandten Dampfmaschinen waren Watt'sche Niederdruckmaschinen mit Condensation, bei welchen indessen wegen der niedrigen Höhenlage der Radaxe der Balancier nach unten verlegt wurde, wie aus der Skizze, Fig. 525, ersichtlich ist, in welcher a den Dampfcylinder darstellt, dessen Kolbenstange d durch den um c drehbaren doppelten Balancier b die Bewegung durch die Lenkstange e auf die Kurbel k der Schaufelradwelle w überträgt. Von dem schwingenden Balancier aus geschieht auch die Bewegung der Luftpumpe l, welche Luft und Wasser aus dem Condensator G entfernt. Schon sehr frühe wandte man solcher Maschinen zwei an, deren Kurbeln, wie bei Locomotiven, rechtwinkelig zu einander stehen, und diese letztere Anordnung hat sich bei allen Schiffsdampfmaschinen erhalten. Die ersten derartigen Maschinen übermittelten die Drehung der Kurbelwelle noch mit Hülfe von Zahnrädern auf die Axe der Schaufelräder, von welcher Einrichtung man indessen sehr bald abging, indem man die Radwelle an

zwei Stellen mit Kröpfen zum directen Angriff für die Lenkerstangen versah.

Auch den Balancier suchte man zum Zwecke möglichster Vereinfachung

Fig. 525.

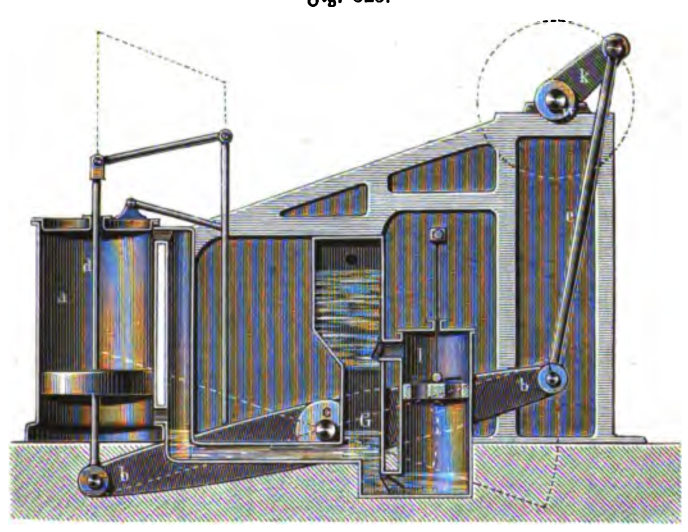
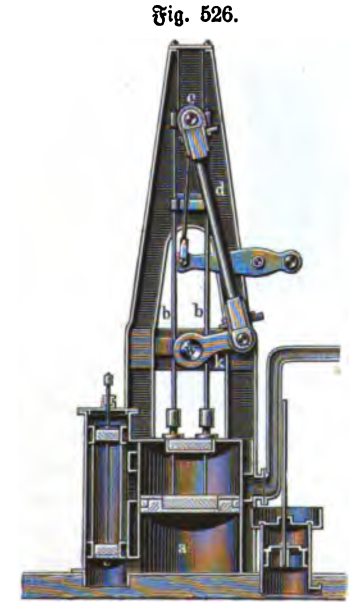


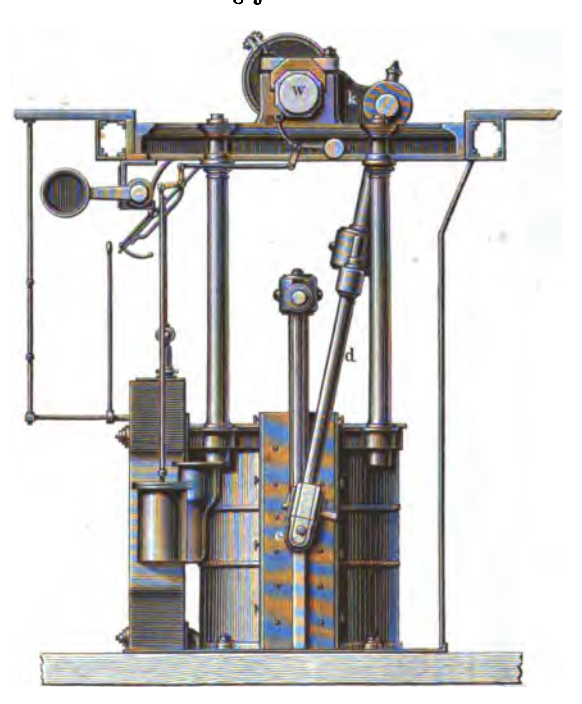
Fig. 526.



bald zu vermeiden und eine directe Uebertragung der Kolbenbewegung durch die Lenkerstange auf die Kurbel vorzunehmen. Hierbei mußte indessen besondere Rücksicht auf die geringe Höhe der Radaxe über den Cylindern genommen werden. Mit Rücksicht hierauf ist eine größere Anzahl von Maschinenconstructionen entstanden, welche sämmtlich diesen Punkt im Auge hatten, und dasselbe Ziel in verschiedener Weise anstrebten. So entstand z. B. die Maschine von Napier, Fig. 526, bei welcher die Kolbenstange b doppelt ausgeführt ist, so daß die Kurbelwelle w direct über den Cylindern a angebracht werden kann, und die Kurbel k von dem oberhalb geführten Kreuzkopfe c ihre Bewegung durch

die Lenkerstange *d* erhält. Bei einer anderen in Fig. 527 angedeuteten Construction ist der Kreuzkopf *c* nach unten hin verlegt, und die Bewegung desselben wird durch die gabelartige Lenkerstange *d* auf die Kurbel *k* übertragen. Bei der Maudslay'schen Anordnung, Fig. 528, werden die Kolbenstangen zweier neben einander gestellter Dampfcylinder *a* durch eine T förmige Traverse verbunden, an deren unteres, als Kreuzkopf figurirendes Ende die Lenkerstange angeschlossen wird. Ein Nachtheil dieser letzteren Anordnung besteht in der Nothwendigkeit, vier Dampfcylinder aufstellen zu müssen.

Fig. 527.



Vielfache Verbreitung verschafften sich ferner die zuerst von Penn gebauten Maschinen mit oscillirenden Cylindern, Fig. 529, bei denen die Lenkerstange ganz entfällt, und das Problem in der einfachsten Art gelöst ist. Das dieser Maschine zu Grunde liegende Getriebe der oscillirenden Kurbelschleife ist bereits in Thl. III, 1, Cap. 6 näher besprochen worden, und es genügt hier, darauf hinzuweisen, daß ein Hauptübelstand in der Schwierigkeit besteht, die Schwingungszapfen *c*, durch deren Höhlung die Zu- und Abführung des Dampfes geschehen muß, dauernd in gutem Zu-

Fig. 528.

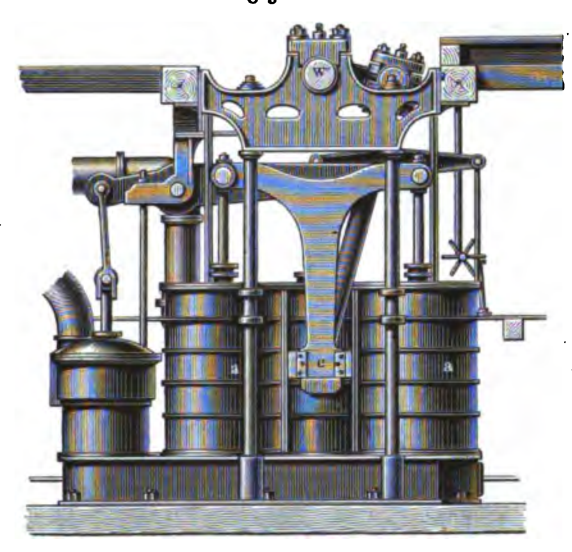
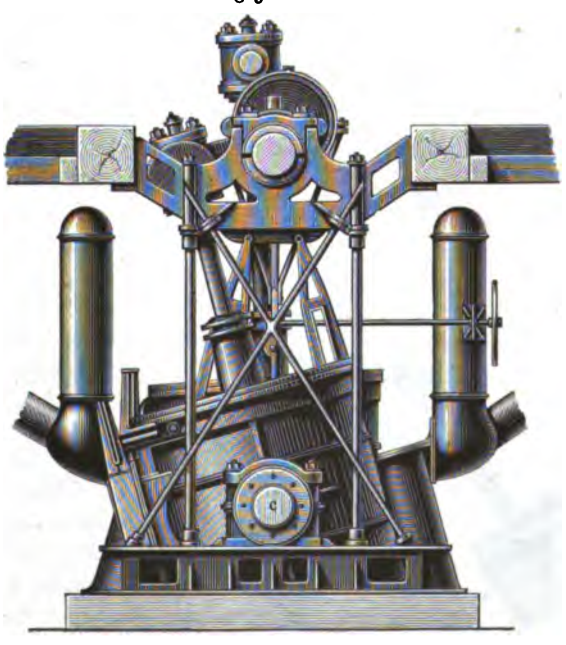


Fig. 529.



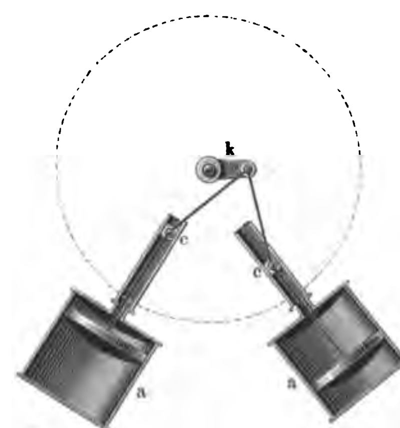
stande zu erhalten. Die Reibung an diesen Zapfen und der Verschleiß ihrer Lager ist nicht unbeträchtlich, da die Zapfen außer dem erheblichen Gewichte der Cylinder noch dem bedeutenden Dampfdrucke gegen die Cylinderdeckel ausgesetzt sind, welcher Druck seine Richtung bei jedem Hubwechsel in die entgegengesetzte umkehrt.

Fig. 530.



Aus diesen Gründen hat man trotz der sonstigen Vorzüge der oscillirenden Maschinen hinsichtlich der Leichtigkeit, Einfachheit und geringen Raumerfordernisse doch vielfach die feststehenden Cylinder vorgezogen, indem man durch Anwendung möglichst geringer Hubhöhen die erforderliche Höhe thunlichst herabzog. Der Hub des Kolbens, welcher auch mit Rücksicht auf die zu erzielende Umdrehungszahl zu bestimmen ist, wird bei Schiffsdampfmaschinen oft kleiner gewählt, als der Cylinderdurchmesser. Um die Luftpumpe bequem betreiben zu können, wendet man häufig Gelenkführungen zur Führung des Kreuzkopfes an, wie z. B. bei der Fairbairn'schen Maschine, Fig. 530, bei welcher der Kreuzkopf B durch den Ellipsenlenker MFE, s. Thl. III, 1, Cap. 3, gerade geführt und die Stange der Luftpumpe L an die Verlängerung G des

Fig. 531.



um den festen Punkt *M* drehbaren Gegenlenkers gehängt ist. Ferner hat man, um die Höhe möglichst zu reduciren, die beiden Cylinder in einer und derselben Ebene, nämlich in der Symmetrieebene des Schiffes aufgestellt, so daß jeder von ihnen, nach Fig. 531, um 45° von der Verticalen abweicht, und läßt die beiden Lenkerstangen an einer gemeinschaftlichen Kurbel *k* angreifen, wodurch offenbar die todten Punkte ebenso gut vermieden werden, wie bei parallel gestellten Cylindern, deren Lenkerstangen an Kurbeln angreifen, die um den Rechtwinkel gegen einander versetzt sind. Diese Anordnung, welche sich übrigens in entgegengesetzter Aufstellung nach Fig. 532

Fig. 532.

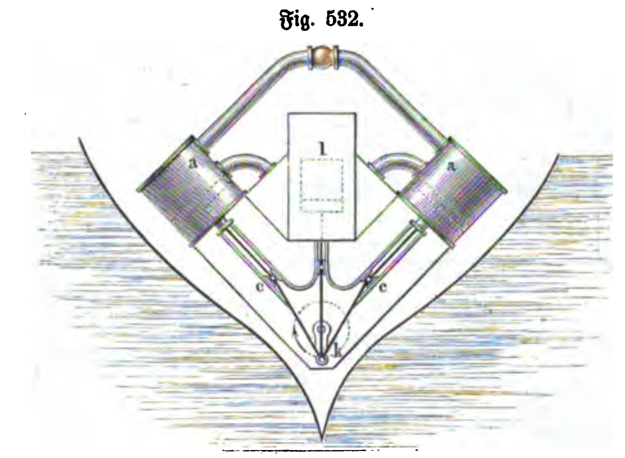
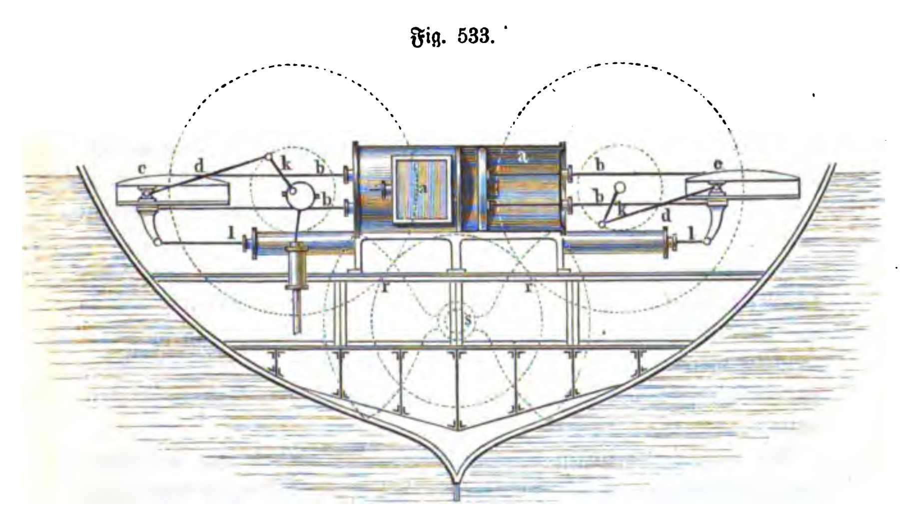


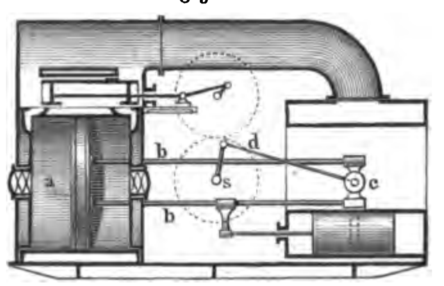
Fig. 533.



auch für Schraubenschiffsmaschinen in Anwendung findet, bildet den Uebergang zu den Maschinen mit ganz oder nahezu horizontal liegenden Cylindern. Solche Maschinen finden wegen des größeren Raumerfordernisses für Raddampfer nur in den Fällen Anwendung, in welchen, wie z. B. bei den Rheindampfern, die Höhe der Radaxe nur eine sehr geringe ist. Man giebt dann wohl den Cylindern, welche neben einander auf zwei besondere Kurbeln wirken, eine geringe Neigung gegen den Horizont. Dagegen finden horizontale Maschinen auf Schraubenschiffen häufigere Anwendung, und zwar muß man auch hier, da die Cylinderaxen nach der Querrichtung des Schiffes angeordnet werden, die Längenausdehnung der Maschinen möglichst beschränken. In Fig. 533 (a. v. S.) ist eine von Mazeline angewandte Anordnung dieser Art skizirt. Hier sind die beiden Cylinder *a* mit ihren Böden gegen einander gelegt und durch doppelte Kolbenstangen *b b* werden die Kreuzköpfe *c* derartig bewegt, daß die Lenkerstangen *d* rückwärts nach den beiden Kurbelwellen *k* geführt werden können. Durch die Zahnräder *r* wird die Bewegung der beiden Kurbelwellen mit vergrößerter Geschwindigkeit auf die Schraubenwelle *s* übertragen, während die Luftpumpen *l* direct von den Kreuzköpfen *c* bewegt werden.

Fig. 534.

Fig. 535.

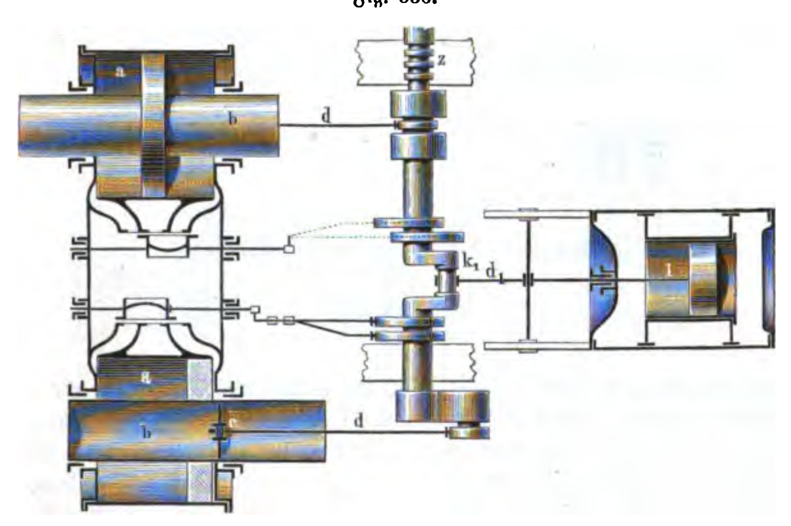


Im Gegensatze zu der Bewegung der Schraubenaxe durch Zahnräder zeigen die Figuren 534 und 535 die directe Bewegung der Schraubenwelle *s* von den Kreuzköpfen *c* der beiden Cylinder *a*, wobei die Lenkerstangen *d* ebenfalls vermöge der Anwendung doppelter Kolbenstangen *b* die Bewegung rückwärts auf die beiden zu einander senkrechten Kurbeln *k* der Schraubenwelle übertragen.

Um trotz der geringen Längenausdehnung der Maschinen hinreichend lange Lenkerstangen zu erhalten, wurden ferner von Penn die sogenannten Trunk-Maschinen zuerst ausgeführt, bei welchen die Kolbenstangen *b*,

Fig. 536, hohl gebildet und beiderseits durch Stopfbüchsen der Cylinderdeckel geführt sind. Die Lenkerstangen *d* finden hierbei ihre Kreuzköpfe *c* im Innern der Kolbenstangen, deren Höhlung weit genug ist, um den schwingenden Lenkerstangen das Spiel zu gestatten. Die Luftpumpe *l* kann hier

Fig. 536.



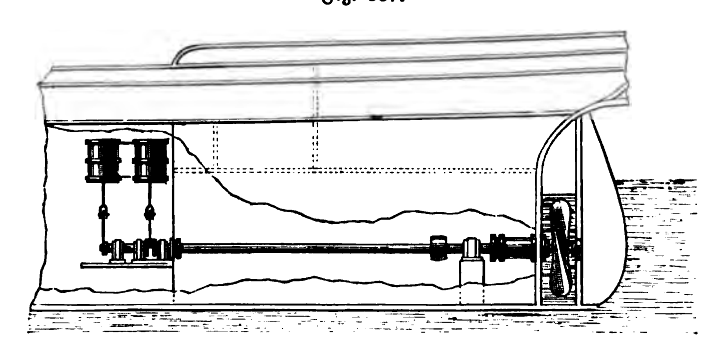
wegen des geringeren Hubes von einer Kurbel k_1 in gewöhnlicher Art durch eine Lenkerstange d_1 bewegt werden. Der auch sonst bei den Schraubenwellen der Schiffe gebräuchliche Kammzapfen *z* (s. Thl. III, 1, Cap. 1) dient zur Aufnahme des bedeutenden axialen Druckes, welchem die Schraubenwelle ausgesetzt ist. Als ein Nachtheil der vorstehenden Anordnung, bei welcher nur die ringförmige Kolbenfläche als wirksam in Rechnung zu ziehen ist, muß die größere Stopfbüchsenreibung und die vermehrte Abkühlungsfläche betrachtet werden. Auch oscillirende Cylinder sind für Schraubenschiffsmaschinen mehrfach in Anwendung gekommen.

Im Uebrigen werden bei Schraubenschiffen auch vielfach stehende Maschinen angewendet, welche von der mit dem Gestell eines Dampfhammers ähnlichen Gestalt ihres Gerüstes wohl den Namen Hammermaschinen führen. Eine solche Anordnung dürfte ohne weitere Erläuterung aus Fig. 537 (a. f. S.) erkenntlich sein.

Die ersten Schiffsdampfmaschinen arbeiteten durchgängig nur mit sehr geringen Dampfspannungen von etwa $^1/_3$ höchstens $^1/_2$ Atmosphäre Ueberdruck, weshalb auch von vornherein die Anwendung der Condensation nöthig war. Bei diesem geringen Drucke konnte eine Expansionswirkung nicht oder nur in geringem Grade erreicht werden, weshalb auch der Kohlenverbrauch

bei den ersten Maschinen ziemlich erheblich war und wohl niemals unter $2^3/_4$ kg Steinkohle stündlich für eine indicirte Pferdekraft herabging. Der Grund dieser geringen Kesselspannung lag vornehmlich in der geringen Widerstandsfähigkeit der früher auf Schiffen ausschließlich angewandten

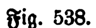
Fig. 537.

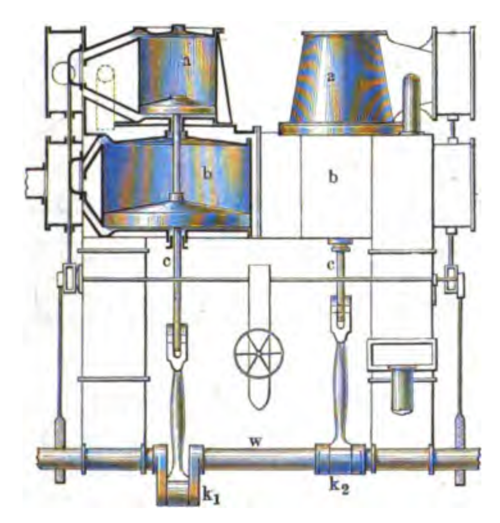


geradwandigen Kofferkessel (s. Thl. II), welche einen höheren Ueberdruck nicht gestatteten. Als man später die Kessel als Röhrenkessel ausführen lernte, gestatteten diese zwar höhere Dampfspannungen, indessen stellte sich auch hier bei Seeschiffen eine Grenze dadurch ein, daß das anzuwendende Seewasser wegen seines erheblichen Salzgehaltes bei höherer Temperatur als 150° C. eine so bedeutende Ablagerung von Kesselstein verursachte, daß der Betrieb der Kessel nicht durchzuführen war. Aus diesem Grunde blieb auch bei hinreichend widerstandsfähigen Kesseln die Dampfspannung auf 2 oder höchstens $2^1/_2$ Atmosphären Ueberdruck beschränkt. Erst seitdem man hinreichend wirksame Oberflächencondensatoren (s. d. folg. Paragraphen) einführte, welche ermöglichen, die Kessel immer mit demselben Wasser zu speisen, konnte man Hochdruckdämpfe für den Betrieb der Schiffsmaschinen anwenden, und man pflegt in neuerer Zeit Spannungen bis etwa zu 6 Atmosphären (5 Atm. Ueberdruck) anzuwenden. Ein Hauptvortheil hoher Kesselspannungen besteht bekanntlich in der Möglichkeit, bedeutende Expansionsgrade in Anwendung zu bringen, und in Folge der besseren Ausnutzung des Arbeitsvermögens den Kohlenverbrauch herabzuziehen. Daß aber gerade für Seeschiffe, besonders für solche, welche lange atlantische Reisen zu machen haben, eine möglichst ökonomische Verwendung des Brennmaterials in erster Reihe steht, ergiebt sich ohne Weiteres aus der Bemerkung, daß von der Ladungsfähigkeit das mitzuführende Kohlenquantum in Abzug zu bringen ist, und daß bei kleinen und mittleren Schiffen, deren Maschinen nicht ökonomisch arbeiten, möglicherweise die ganze Tragfähigkeit von dem Brennmaterialvorrathe beansprucht wird.

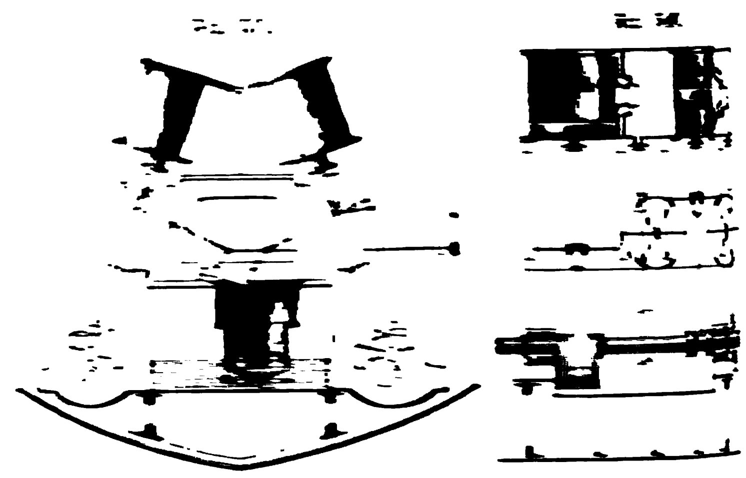
Um nun eine möglichst hohe Expansionswirkung zu erlangen, ohne die Nachtheile einer solchen in Kauf nehmen zu müssen, welche hauptsächlich durch die bedeutende Veränderlichkeit des Druckes hervorgerufen werden, hat man sich vielfach bemüht, die Maschinen nach dem Woolf'schen Systeme (s. Thl. II) auszuführen, so daß der Dampf seine Wirkung in zwei Cylindern nach einander ausübt, von welchen der erste kleinere oder Hochdruckcylinder mit frischem Kesseldampfe gespeist wird, während in dem größeren oder Niederdruckcylinder der in dem kleinen Cylinder bereits zur Wirkung gekommene Dampf weiter expandirt.

Mancherlei Anordnungen sind zu diesem Zwecke in Anwendung gebracht, so z. B. diejenige von Humphry, Fig. 538, bei welcher eine gemeinschaftliche Kolbenstange c für die Kolben des Hochdruckcylinders a und des Niederdruckcylinders b angebracht ist, deren Hubhöhe daher von gleicher Größe ist. Für die beiden rechtwinkelig zu einander gestellten Kurbeln k_1 und k_2 der Schraubenwelle w sind zwei solcher Cylinderpaare erforderlich, wie aus der Figur ersichtlich.


Fig. 538.



In neuerer Zeit hat man vielfach diese Einrichtung dadurch vereinfacht, daß man den Hochdruckcylinder und den Niederdruckcylinder an gesonderten zu einander senkrechten Kurbeln angreifen läßt, wodurch man mit einem einzigen Cylinderpaare die Vortheile des Woolf'schen Systems mit denjenigen der Zwillingsmaschinen verbindet. Da hierbei jedoch die Wechsel der Kolbenbewegung in den beiden Cylindern nicht zusammenfallen, vielmehr der Kolben des Hochdruckcylinders nahezu in seiner mittleren Stellung steht, wenn der Kolben des Niederdruckcylinders seine Bewegung umkehrt, so führt man den aus dem ersteren Cylinder entweichenden Dampf nicht direct in den Niederdruckcylinder, sondern leitet ihn meist in ein besonderes Gefäß, den sogenannten Aufnehmer (receiver), aus welchem der Niederdruckcylinder versorgt wird. Häufig läßt man dieses Zwischengefäß auch ganz fort, indem dann die Ver-



so sind auch die Gewichte der Maschinen und Kessel im Verhältniß zu der entwickelten Kraft wesentlich kleiner geworden, so daß auch hierdurch eine vermehrte Nutzladefähigkeit der Schiffe erzielt worden ist. In Bezug hierauf giebt White die folgenden Zahlenangaben für die drei heute hauptsächlich in Gebrauch befindlichen Maschinensysteme:

Maschinensystem	Maschinengewicht pro indicirte Pferdekraft	Kohlenverbrauch pro indicirte Pferdekraft und Stunde
Maschine mit Einspritzcondensator .	180 kg	1,8 — 2,7 kg
Maschine mit Oberflächencondensator	150 „	1,3 — 1,8 „
Compoundmaschine	190 „	0,9 — 1,3 „

In Bezug auf das Verhältniß der wirklich ausgeübten oder effeciven Maschinenkraft zu der durch den Indicator (s. Thl. II) angegebenen der indicirten Stärke kann man annehmen, daß die erstere bei Schiffsmaschinen etwa gleich 0,7 bis 0,8 der letzteren ist, indem nach den insbesondere von Froude mit Schraubenschiffsmaschinen angestellten Versuchen sich ergeben hat, daß bei voller Kraft etwa 30 Proc. der indicirten Leistung durch die todten Widerstände in der Maschine aufgezehrt werden.

In der Praxis pflegt man noch vielfach die Stärke der Schiffsmaschinen sogenannten nominellen Pferdekräften anzugeben, eine Bestimmung, welche, den Verhältnissen der älteren Maschinen mit geringem Dampfdrucke und mäßiger Kolbengeschwindigkeit angepaßt, für die heutigen wesentlich anderen Verhältnisse einen Anhalt nicht mehr bietet. Diese Bestimmung der nominellen Pferdekraft N wurde und wird zuweilen noch nach der Formel vorgenommen

$$N = \frac{F \cdot 7 \cdot v}{33\,000},$$

worin F die Summe der Kolbenquerschnitte in englischen Quadratzollen und v die Kolbengeschwindigkeit in englischen Fußen pro Minute bedeutet, indem man von vornherein einen wirksamen Dampfdruck von 7 Pfund pro Quadratzoll Kolbenfläche voraussetzte, und die Leistung einer Pferdekraft in der Minute zu 33000 Fußpfund annahm. Für die Geschwindigkeit v wird dabei ebenfalls eine geringe, den von Watt herrührenden Angaben entsprechende Größe eingeführt. Diese älteren Formeln sind auch wohl jetzt noch im Gebrauch, doch ist man sich dabei bewußt, daß die Anzahl der indicirten

Pferdekräfte N_i einer Maschine wesentlich größer ist als diejenige der nominellen, in der Regel nimmt man an, wie z. B. auch in der französischen Marine üblich ist, daß eine nominelle Pferdekraft gleich vier indicirten sei. Häufig nimmt man in der englischen Marine für je 30 Kreiszolle Kolbenquerschnitt eine nominelle Pferdekraft an, d. h. für die 30fache Fläche eines Kreises von 1 Zoll engl. Durchmesser oder für

$$30 \cdot \frac{3,14}{4} = 23,55 \text{ Quadratzoll} = 0,0152 \text{ Quadratmeter Kolbenfläche.}$$

§. 115. **Schiffskessel.** Bei der Construction der Schiffsdampfkessel hat man außer auf Erreichung möglichster Leichtigkeit ganz besonders auf geringes

Fig. 541.

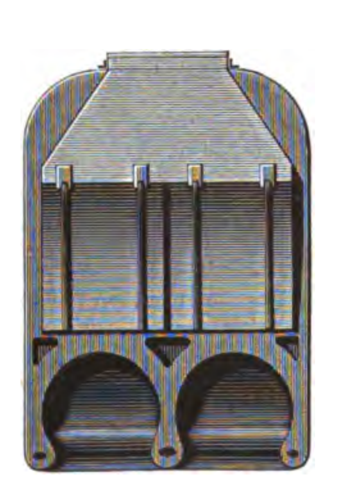


Fig. 542.

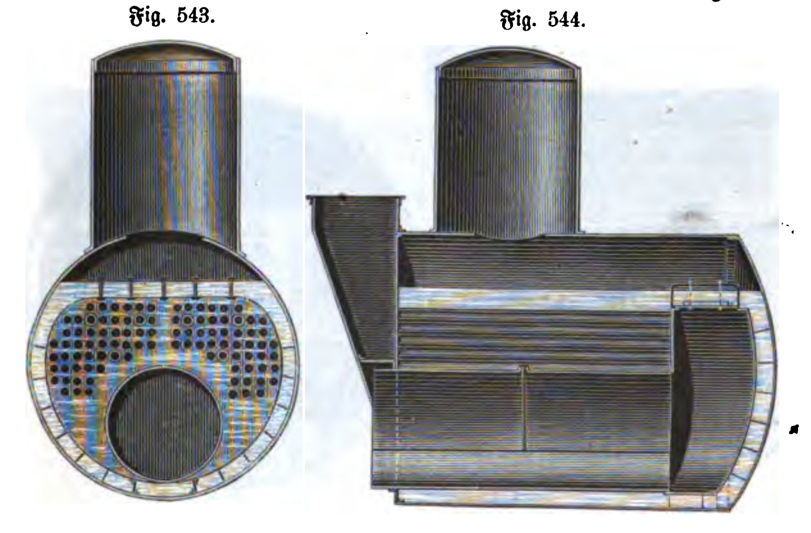


Raumerforderniß Rücksicht zu nehmen. Aus diesem Grunde wandte man ursprünglich fast ausschließlich die von ihrer Form sogenannten Kofferkessel an, da sich diese am besten der Schiffsform anschließen, und daher der gegebene Raum möglichst ausgenutzt wird. Selbstverständlich muß die Feuerung jedes Schiffskessels wie diejenige der Locomotiven mit Ausschluß jeglichen Mauerwerkes ausgeführt werden, so daß die Feuerung und die Feuerzüge gänzlich in den Kessel hineingelegt und durchaus von Wasser umgeben sind. Bei den ältesten Schiffsdampfkesseln bildete man die Feuerzüge als geradwandig begrenzte Canäle aus Blechplatten, welche in geeigneter Weise durch den Wasserraum des Kessels geführt waren. Diese Construction konnte wegen der geringen Festigkeit der flachwandigen Canäle gegen Zerdrücken nur für die anfängliche sehr geringe Dampfspannung

(1/3 bis 1/2 Atm. Ueberdruck) genügen und dürfte heute so gut wie gänzlich beseitigt sein.

In dem Maße, wie man höher gespannte Dämpfe verwendete, sah man sich genöthigt, die Feuerzüge durch cylindrische schmiedeeiserne Röhren, ähnlich wie bei Locomotiven, zu ersetzen, behielt jedoch zunächst noch behufs besserer Raumausnutzung die geradwandigen Feuerbüchsen bei, welchen man durch Anbringung entsprechender Verankerungen und Stehbolzen genügende Festigkeit für Dampfspannungen bis etwa 2 Atm. Ueberdruck ertheilte. Ein solcher Kessel mit zwei Feuerungen *F* ist in den Figuren 541 und 542 dargestellt. Die Anzahl der Röhren von 102 mm Weite beträgt hierbei 104 und die ganze dem Feuer exponirte Heizfläche über 100 qm. Die geraden

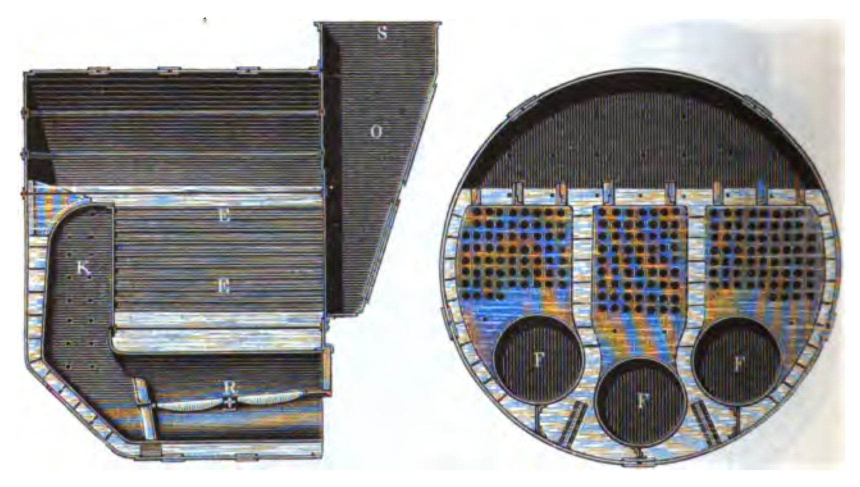
Fig. 543. Fig. 544.



Wände sind dem Ueberdrucke von 2 Atmosphären entsprechend in Abständen von etwa 0,4 m mit Stehbolzen versehen, und die Blechplatten haben eine Stärke von etwa 10 mm. Als man nach Einführung der Oberflächencondensatoren die Dampfspannungen höher, bis zu 5 Atmosphären und darüber annahm, genügten auch diese Kessel nicht mehr, und man ging zu der cylindrischen Form über, welche jetzt fast allgemeine Einführung gefunden hat. Einen derartigen Kessel für kleine Flußdampfer mit einer Feuerung zeigen die Fig. 543 und 544, während durch die Fig. 545 und 546 (a. f. S.) ein größerer Kessel mit drei Feuerungen *F* dargestellt ist. Die auf den Rosten *R* entwickelten Flammen schlagen hier in den ganz vom Wasser umspülten Kammern *K* empor, und treten durch 193 Feuerröhren *E* von 2,2 m Länge und 90 mm Weite nach der gemeinschaftlichen Rauchkammer *O*,

von welcher die Gase durch einen eisernen Schornstein *S* abgeführt werden, dessen Höhe etwa bis 12 m beträgt. Derartige Kessel werden zuweilen auch nach Fig. 547 als Doppelkessel ausgeführt, indem die Feuerröhren *F* an jeder Seite mit Rosten versehen sind, und die Feuergase, in der mittleren Kammer *K* emporsteigend, sich nach den an beiden Stirnenden befindlichen Rauchkammern *O* begeben. Der Zug aller Schiffskessel kann nur durch den Schornstein bewirkt werden, da die Maschinen immer mit Condensation arbeiten, das Blaserohr der Locomotiven daher nicht anwendbar ist. Aus diesem Grunde können die Röhren auch nur kurz gemacht werden, man nimmt deren Länge etwa gleich dem 25 fachen äußeren Durchmesser an, welcher meist zwischen 82 und 102 mm variirt. Die Wandstärke der aus

Fig. 545. Fig. 546.

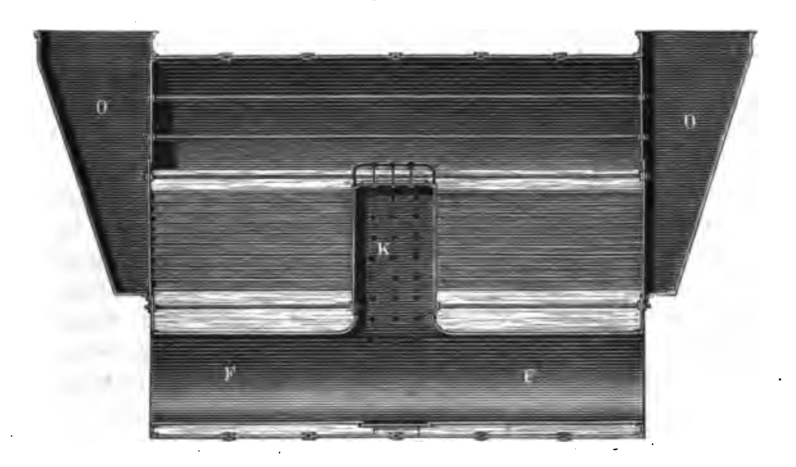


Schmiedeeisen gewalzten Röhren beträgt 3 mm und ihre lichte Entfernung 25 bis 30 mm. Man rechnet erfahrungsmäßig für jede nominelle Pferdekraft, also nach dem vorigen Paragraphen pro je 0,015 qm Kolbenquerschnitt eine feuerberührte Kesselfläche von 1,9 qm, so daß, eine nominelle Pferdekraft gleich vier indicirten gesetzt, etwa 0,5 qm Heizfläche pro indicirte Pferdekraft angenommen werden. Die totale Rostfläche *R* beträgt in der Regel zwischen $^1/_{30}$ und $^1/_{40}$ der Heizfläche, also pro indicirte Pferdekraft etwa 130 bis 160 qcm, und man kann hiervon etwa $^1/_4$ als freie Rostfläche, d. h. als Zwischenraum zwischen den Stäben ansehen. Der lichte Querschnitt aller Röhren beträgt etwa $^1/_4$ bis $^1/_5$ der totalen Rostfläche. Hinsichtlich des zu verbrennenden Kohlenquantums pflegt man auf einem Quadratmeter Rostfläche der Schiffskessel stündlich zwischen 72 bis 86 kg

Steinkohlen zu verbrennen, und mit 1 kg Steinkohle zwischen 6 und 9 kg Wasser zu verdampfen. Den Dampfverbrauch pro indicirte Pferdekraft kann man etwa zwischen 8 und 10 kg pro Stunde voraussetzen*).

Es wurde bereits bemerkt, daß die Anwendung einer mehr als etwa drei Atmosphären betragenden Dampfspannung nur bei der Speisung des Kessels mit Süßwasser, also auf Seeschiffen nur mit Hülfe von Flächencondensation angängig ist, indem das Seewasser wegen seines hohen Gehaltes an mineralischen Stoffen (3,2 bis 3,8 Proc.) bei einer Temperatur über 150° C. eine sehr schnelle Incrustirung der inneren Kesselflächen bewirkt. Aber auch bei geringerer Temperatur und Dampfspannung findet, wenn die Kessel mit Seewasser gespeist werden, eine starke Kesselsteinbildung statt, da bei der

Fig. 547.



Verdampfung des Wassers die nicht flüchtigen Bestandtheile im Kessel zurückbleiben, und der Salzgehalt daselbst sehr schnell steigt. Die hiermit unvermeidliche Bildung einer festen Kruste von Kesselstein erschwert dann nicht nur den Durchgang der Wärme, sondern veranlaßt auch eine sehr schnelle Abnutzung der Kesselwände, welche sich bei starker Kesselsteinablagerung in Folge der schlechten Wärmeleitung bis zum Glühen erhitzen können. Es fehlt nicht an Beispielen, daß Schiffskessel aus diesem Grunde schon nach einer längeren Reise reparaturbedürftig waren und nach ein bis zwei

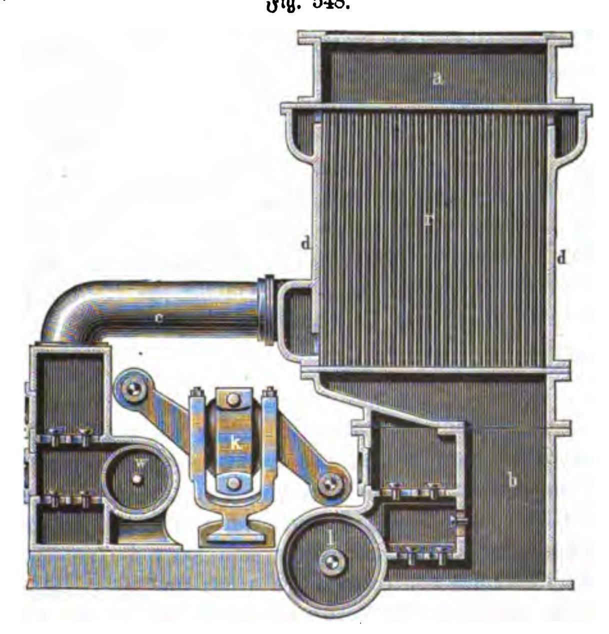
*) Die obigen Angaben sowie die Figuren 541 bis 547 sind einem Aufsatze von Wenger: Der Marinekessel nach heutiger Praxis an Bord der englischen Handelsflotte in Zeitschr. deutsch. Ing. 1878, entnommen.

Jahren erneuert werden mußten. Das einzige Mittel, welches diesem Uebelstande gegenüber einigermaßen von Erfolg begleitet ist, besteht darin, daß man von Zeit zu Zeit von dem an Salz reicher gewordenen Kesselwasser eine gewisse Quantität abläßt und durch frisches Seewasser ersetzt, wodurch man es erreichen kann, daß ein gewisser für die schnelle Kesselsteinbildung bedenklicher Sättigungsgrad des Kesselwassers nicht erreicht wird. Man pflegt wohl bei einem Salzgehalte von 7 bis 8 Proc. des Kesselwassers ein bestimmtes Quantum desselben abzulassen, womit natürlich ein erheblicher Wärmeverlust verbunden ist; dieser Verlust, welchen man wohl dadurch möglichst klein zu machen sucht, daß man das abblasende heiße Wasser zur Vorwärmung des neu einzuführenden benutzt, kann für die gewöhnlichen Fälle etwa zu 10 Proc. des gesammten Kohlenverbrauches veranschlagt werden. Die Ermittelung des Salzgehaltes im Kesselwasser bestimmt man durch besondere sogenannte Salinometer, kleine Instrumente von verschiedener Einrichtung, welche entweder das specifische Gewicht des Kesselwassers oder die Temperatur von dessen Siedepunkte bestimmen. Da diese beiden Größen in einem gewissen erfahrungsmäßigen Zusammenhange mit dem Salzgehalte stehen, so ist aus ihrer Kenntniß ein Schluß auf den Sättigungsgrad des Kesselwassers möglich.

Um die vorgedachten Uebelstände gänzlich zu beseitigen, wurde das bereits im vorigen Jahrhundert von Hornblower vorgeschlagene System der Oberflächencondensation wieder aufgenommen, welches wegen seiner damals ungenügenden Condensation und größeren Kostspieligkeit bei Landmaschinen den Einspritzcondensator nicht hatte verdrängen können. Zuerst im Jahre 1837 construirte Hall einen Flächencondensator, welcher sich nach mancherlei Hindernissen seit Ende der fünfziger Jahre allgemeiner in der Marine eingebürgert hat, indem die Oberflächencondensation, wie schon mehrfach angedeutet worden, die Grundbedingung für die Anwendung hochgespannter Dämpfe auf Seeschiffen bleibt. Ein solcher Oberflächencondensator besteht im Wesentlichen aus einem System von vielen engen Röhren, durch welche der von der Dampfmaschine abgehende Dampf geleitet wird, während die äußere Oberfläche dieser Röhren von Kühlwasser umgeben ist, welches durch eine Kaltwasserpumpe stetig erneuert wird. In Folge hiervon schlagen sich die abgehenden Dämpfe im Innern der Röhrchen nieder, und das condensirte Wasser nebst der den Dämpfen beigemengt gewesenen Luft wird durch eine Luftpumpe aus dem hermetisch geschlossenen Condensationsraume angesaugt, so daß das Condensationswasser als Speisewasser wieder in den Kessel zurückgepreßt werden kann. Auf diese Weise dient immer dasselbe Wasser von Neuem zum Betriebe der Kessel und man hat nur den durch unvermeidliche Undichtheiten 2c. entstehenden Verlust an Speisewasser zu ersetzen. Hierdurch wird nun allerdings eine Bildung von

Kesselstein vermieden, doch zeigte die Erfahrung einen anderen Uebelstand, darin bestehend, daß die Kesselwandungen solcher mit destillirtem Wasser gespeister Kessel einer sehr schnellen Zerstörung durch Zersetzung (corrosion) entgegengingen. Der Grund dieser auffälligen Erscheinung, welche man wohl durch Bildung von Fettsäuren aus den vom Dampfe mitgerissenen Schmiermaterialien zu erklären versucht hat, ist bisher noch nicht aufgeklärt. Als das beste Mittel, diesem Uebelstande thunlichst abzuhelfen, pflegt man die Kessel durch eine dünne Ablagerung von Kesselstein zu schützen, welche

Fig. 548.



man dadurch erhält, daß man anfänglich und dann auch während des Betriebes von Zeit zu Zeit mit Seewasser speist, und möglichst dafür sorgt, daß weder animalisches noch vegetabilisches Fett in den Kessel gelangt; auch hat man ein regelmäßiges theilweises Abblasen in etwa vierstündigen Zwischenräumen zweckmäßig gefunden. Auch eine Aufhängung von Zinkplatten im Wasserraume des Kessels hat sich bewährt, diese Zinkplatten werden im Laufe der Zeit (in 9 bis 12 Monaten) vollständig aufgelöst. Ungeachtet aller Vorsichtsmaßregeln ist die Dauer der Marinekessel indessen immer nur eine beschränkte, und nur in den günstigsten Fällen auf 10 Jahre zu veranschlagen, während die Röhren meist schon nach etwa 3 Jahren erneuert werden müssen, namentlich die in den oberen Reihen befindlichen, welche bei dem Rollen des Schiffes im Seegange abwechselnd vom Wasser bedeckt und

entblößt werden. Trotz der gedachten Nachtheile und der vertheuerten Einrichtung des Condensators sind die Röhrencondensatoren in der Marine fast allgemein eingeführt, da ihre anderweiten Vortheile, namentlich die mit der Verwendung hochgespannter Dämpfe verbundene Brennmaterialersparniß die erwähnten Nachtheile bei weitem überwiegen.

Zum Schluß sei noch in Fig. 548 (a. v. S.) ein Oberflächencondensator angeführt, wie er zu einer Maudslay'schen Maschine*) von 300 nominellen Pferdekräften gehört. Der in den Raum *a* eingeführte abgehende Dampf der Maschine vertheilt sich durch die vielen (4872 Stück) Röhrchen *r* von 13 mm lichtem Durchmesser und 2 m Länge, worin er zu Wasser condensirt wird, welches einschließlich der beigemengten Luft durch die Luftpumpe *l* aus dem Sammelraume *b* herausgepumpt und dem Kessel wieder zugedrückt wird. Die Kaltwasserpumpe *w*, welche ebenso wie die Luftpumpe *l* von dem Kreuzkopfe *k* der Maschine bewegt wird, drückt unablässig frisches Seewasser durch das Rohr *c* in den Kasten *d*, welcher die Röhren *r* umschließt. Bei allen derartigen Einrichtungen ist es von Wichtigkeit, die mit dem Kühlwasser in Berührung kommende Fläche der Röhren von Ablagerungen rein zu halten, wenn die Wirksamkeit des Apparates nicht gestört werden soll. Bei bewährten Ausführungen hat man für jede indicirte Pferdekraft dem Flächencondensator eine Oberfläche der Röhren von etwa 0,25 bis 0,36 qm gegeben.

§. 116. **Wirkungsgrad der Dampfschiffe.** Wie bereits im zweiten Capitel bei Gelegenheit der Vorkehrungen zum Eisenbahntransport angegeben worden, kann man bei dem Horizontaltransport überhaupt nicht in dem Sinne der Mechanik von einer Nutzleistung sprechen, wie dies bei den Hebevorrichtungen der Fall ist, bei denen man unter der nützlichen Arbeit immer das Product aus dem gehobenen Gewichte und der Hubhöhe versteht. Wenn man dessenungeachtet bei Horizontaltransporten von einer Nutzleistung spricht, so versteht man darunter, wie früher bemerkt worden, diejenige mechanische Arbeit, welche aufgewendet werden muß, um die Widerstände zu überwinden, die sich der horizontalen Bewegung eines bestimmten Gewichtes *G* auf eine gewisse Länge entgegensetzen. Es ist aus dem Vorstehenden klar, daß diese Arbeit wesentlich mit der Geschwindigkeit zunimmt, mit welcher der Transport bewirkt werden soll, und daraus ergiebt sich hier wie beim Eisenbahnbetriebe, daß die Kosten für die Transporteinheit (etwa eine Centnermeile, d. h. ein Centner auf eine Meile Entfernung zu transportiren) um so größer ausfallen, je größer die Geschwindigkeit ist. Wenn

*) S. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV, Fig. 157.

nämlich der Widerstand W, welcher sich einem bestimmten Schiffe entgegenstellt, dessen eingetauchter Hauptspant F ist, nach §. 104 durch

$$W = \zeta F \frac{v^2}{2g} \gamma$$

ausgedrückt ist, so ergiebt sich die zur Bewegung dieses Schiffes um die Länge l erforderliche mechanische Arbeit zu

$$A = Wl = \zeta F \frac{v^2}{2g} \gamma l,$$

also im quadratischen Verhältnisse mit der Geschwindigkeit wachsend.

Versteht man unter dieser Arbeit, welche unter Zugrundelegung einer bestimmten Schiffsgeschwindigkeit lediglich zur Ueberwindung des Bewegungswiderstandes W erforderlich ist, die Nutzleistung des Schiffes, so hat man dieselbe in Pferdekräften gleich

$$N_n = \frac{Wv}{75} = \zeta \frac{Fv^3}{75} \frac{\gamma}{2g}.$$

Diese Arbeit wäre z. B. aufzuwenden, wenn das Schiff mittelst eines Taues von einem beliebigen Motor mit der Geschwindigkeit v geschleppt würde, und die eigenen Widerstände dieses Motors nicht in Betracht kämen.

In Wirklichkeit sind aber außer dem genannten Nutzwiderstande noch mancherlei andere Nebenhindernisse zu überwinden, welche die Ursache sind, daß die thatsächlich von dem Motor auszuübende mechanische Arbeit wesentlich größer ausfällt. In dem Vorstehenden ist bei Besprechung der Ruderräder und Schrauben bereits von dem Wirkungsgrade gesprochen, welcher diesen Propellern deswegen nur zukommt, weil das Wasser, gegen welches sie wirken, nach rückwärts ausweicht, und es wurde gefunden, daß dieser Wirkungsgrad des Propellers, welcher hier mit η_p bezeichnet werden mag, im Allgemeinen durch

$$\eta_p = \frac{v}{c}$$

ausgedrückt ist, unter c die Geschwindigkeit der Schaufeln bezw. der Schraube in axialer Richtung verstanden. Bezeichnet man daher mit N_p diejenige Arbeit in Pferdekräften, welche von dem Propeller auf das Wasser übertragen werden muß, so erhält man dieselbe zu

$$N_p = \frac{N_n}{\eta_p}, \text{ daher folgt } N_n = \eta_p N_p.$$

Damit der Propeller diese Leistung N_p auf das Wasser ausübe, muß auf denselben von der Dampfmaschine eine mechanische Arbeit übertragen werden, welche um diejenigen Nebenhindernisse größer ist, die sich bei der gedachten Wirkung des Propellers gleichzeitig einstellen. Diese Nebenhindernisse bestehen nicht nur in den Reibungen der Radaxe oder Schraubenwelle sowie der etwa angebrachten Räderübersetzungen, sondern vornehmlich in den

hydraulischen Hindernissen, welche in einzelnen Fällen ziemlich erheblich werden können. Hierzu gehören namentlich bei den Schaufelrädern die unvermeidlichen Stöße der Schaufeln beim Eintreten in das Wasser und das Emporwerfen von Wasser beim Ausheben, ferner bei den Schrauben die beträchtliche Reibung der Flügel am Wasser sowie der Einfluß der Centrifugalkraft. Auch ist zu bemerken, daß durch die Wirkung des Propellers der natürliche Verlauf der Stromfäden gestört wird, so daß hierdurch, insbesondere bei Schraubenschiffen, eine beträchtliche Vergrößerung des Schiffswiderstandes im Vergleiche zu dem des geschleppten Schiffes hervorgerufen werden muß. Alle diese Widerstände sind in obigem Coefficienten η_p für den Wirkungsgrad des Propellers nicht inbegriffen, man kann sich vielmehr ein Schaufelrad wie ein Wurfrad, oder eine Schiffsschraube wie eine Kreiselpumpe (s. das folg. Capitel) vorstellen, deren Wirkung darin besteht, in jeder Zeiteinheit einem gewissen Wasservolumen Q die Geschwindigkeit c zu ertheilen. Theoretisch wäre hierzu nur die Arbeit $Q\gamma \frac{c^2}{2g}$ erforderlich, wegen der hydraulischen und anderen Hindernisse aber ist eine entsprechend größere Arbeit aufzuwenden. Bezeichnet man mit N_e die von der Maschine wirklich geäußerte oder effective Leistung, welche direct zur Umdrehung des Propellers verwendet wird, so kann man den Wirkungsgrad des Schaufel- oder Schraubenrades

$$\eta_r = \frac{N_p}{N_e}, \text{ also } N_e = \frac{N_p}{\eta_r} = \frac{N_n}{\eta_p \eta_r}$$

setzen.

Hierin bedeutet N_e die effective Leistung der Dampfmaschine, wie sie etwa durch Bremsversuche sich ergeben würde. Da diese Leistung in der Regel in solcher Weise nicht gemessen wird, man sich vielmehr des Indicators (s. Thl. II) zur Bestimmung der Arbeit bedient, so sei noch der Wirkungsgrad der Dampfmaschine

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i}$$

eingeführt, worin unter N_i die Anzahl der indicirten Pferdekräfte verstanden wird. Man erhält dann nach Einführung dieses Werthes

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_i} = \frac{N_p}{\eta_i \eta_r} = \frac{N_n}{\eta_i \eta_r \eta_p}$$

oder

$$N_n = \eta_i \eta_r \eta_p N_i = \eta N_i.$$

Das Product $\eta_i \eta_r \eta_p$ giebt also den totalen Wirkungsgrad η des Dampfschiffes, d. h. denjenigen Procentsatz der indicirten Leistung N_i der

Maschine, welcher zur Erzeugung nützlicher Transportwirkung verwendet wird.

In dem Vorstehenden wurde der Rücklauf der Schaufelräder als zwischen 15 und 25 Proc. und derjenige der Schraube zwischen 15 und 30 Proc. liegend angegeben, man hat daher für diese Propeller etwa

$$\eta_p = 0{,}70 - 0{,}85$$

zu setzen.

Ferner wird man passend den Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\eta_i = 0{,}80$ annehmen dürfen. Was endlich den Werth η_r anbetrifft, so liegt das Product $(\eta_i \eta_r)$ erfahrungsmäßig*) bei Schrauben- und Schaufelrädern zwischen 0,4 und 0,6, was also, unter Zugrundelegung von $\eta_i = 0{,}80$ einem Wirkungsgrade $\eta_r = 0{,}5 - 0{,}75$ entsprechen würde. Mit diesen Werthen würden sich daher die Grenzen des totalen Wirkungsgrades der Dampfschiffe zu

$$\eta = (\eta_i \eta_r)\, \eta_p = 0{,}30 \text{ und } 0{,}50,$$

also etwa zwischen $^1/_3$ und $^1/_2$ ergeben.

In Betreff der Reactionspropeller wurde in §. 111 unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 0,75 für die Centrifugalpumpe ein maximaler Wirkungsgrad des Reactionspropellers von 0,50 gefunden. Offenbar entspricht dieser Werth den hier gewählten Bezeichnungen zufolge dem Producte $\eta_p \eta_r$, insofern hierbei sowohl die hydraulischen Nebenhindernisse des Treibapparates wie auch die Arbeitsverluste berücksichtigt sind, welche dadurch entstehen, daß ein gewisses Wasserquantum mit einer bestimmten Geschwindigkeit nach hinten fortgestoßen wird. Man ersieht hieraus, daß der Wirkungsgrad der Reactionsschiffe $(\eta_p \eta_r = 0{,}5)$ hinter dem mittleren Werthe nicht zurücksteht, welche diese Größe für gut ausgeführte Rad- oder Schraubendampfer annimmt (0,4 bis 0,6 etwa).

Am vortheilhaftesten wirken die Kabelschiffe, denn bei denselben fällt derjenige Verlust ganz fort, welcher bei den übrigen Propellern aus der Nachgiebigkeit des Wassers entsteht. Man kann für diese Betriebsart $\eta_p = 0{,}95$ setzen, wenn man (s. §. 106) annimmt, daß die Steifigkeitswiderstände des Kabels etwa 5 Proc. der Kraft betragen. Ebenso ist der Wirkungsgrad der zwischen der Dampfmaschine und den Seilscheiben eingeschalteten Getriebe, also η_r, ein verhältnißmäßig großer, da die Widerstände hierbei nur in den Zahn- und Zapfenreibungen der Vorgelege bestehen und die hydraulischen Nebenhindernisse ganz fortfallen, welche bei den übrigen Propellern so kraftzehrend auftreten. Man wird den Wirkungsgrad η_r für die Tauschifffahrt mit Sicherheit zu 0,85 annehmen dürfen, und wenn man für die

*) S. Redtenbacher's Resultate, 5. Aufl., S. 340. Dort ist mit η_1 bezeichnet, was hier unter $\eta_i \eta_r$ verstanden ist.

Dampfmaschine wie oben einen Wirkungsgrad $\eta_i = 0{,}80$ voraussetzt, so erhält man den Gesammtwirkungsgrad für die Tauschifffahrt

$$\eta = 0{,}95 \, . \, 0{,}85 \, . \, 0{,}80 = 0{,}65,$$

oder rund $^2/_3$, also beträchtlich größer als bei den Rad- und Schraubendampfern ($^1/_3$ bis $^1/_2$). In welchem Grade die Vorzüge der Tauschifffahrt sich noch steigern, wenn die Bewegung gegen starke Strömungen geschehen muß, ist bereits in §. 106 näher besprochen worden.

Bestimmte Angaben über die Größe der Transportleistung einer Pferdekraft lassen sich in ähnlicher Art, wie für Locomotiven möglich ist, für den Schiffstransport nicht machen, da der Bewegungswiderstand eines Schiffes gar zu sehr von der Form und den sonstigen Verhältnissen desselben abhängig ist, und dieser Widerstand bei dem derzeitigen Standpunkte unserer Kenntniß auch nicht einmal annähernd durch einen allgemeinen analytischen Ausdruck dargestellt werden kann. Zur Bestätigung hierfür seien zum Schluß in der nebenstehenden kleinen Tabelle die Versuchsresultate für eine Anzahl von Schiffen der englischen Kriegsmarine zusammengestellt, welche Werthe einer größeren Tabelle aus einem Aufsatze von C. Dietze*) entnommen und für metrisches Maß umgerechnet sind. Diese Tabelle enthält in den Spalten 1 bis 5, außer dem Namen des Schiffes, dessen Deplacement oder Gewicht in metrischen Tonnen, den eingetauchten Querschnitt F des Hauptspants und die erreichte Geschwindigkeit v bei der angegebenen indicatorisch bestimmten Leistung der Maschine N_i. Aus diesen Angaben sind die in Spalte 6 angeführten Größen $\frac{N_i}{F\,v^3}$ und in Spalte 7 diejenigen von $\frac{N_i \, . \, 75}{1000\, G \, . \, v}$ ermittelt. Es ist nach dem Früheren deutlich, daß die Werthe von $\frac{N_i}{F\,v^3} = \frac{\zeta}{\eta}\,\frac{\gamma}{75 \, . \, 2g} = 0{,}679\,\frac{\zeta}{\eta}$ ein Urtheil über den Widerstandscoefficienten ζ des Schiffes entsprechend der Formel $W = \zeta\,F v^2\,\frac{\gamma}{2g}$ zulassen, wenn man für den Gesammtwirkungsgrad des Schiffes $\eta = \eta_p\,\eta_r\,\eta_i$ eine bestimmte Annahme macht, denselben also nach dem Früheren zwischen $^1/_3$ und $^1/_2$, etwa im Durchschnitt zu 0,4 annimmt.

Die Tabelle zeigt, wie bedeutend dieser Werth $0{,}679\,\frac{\zeta}{\eta}$ und damit auch ζ für die verschiedenen Schiffe schwankt (zwischen 0,115 und 0,320). Für den Vulcan z. B. erhält man unter Annahme eines Wirkungsgrades $\eta = 0{,}4$ einen Coefficienten des Schiffswiderstandes von

$$\zeta = \frac{0{,}4 \, . \, 0{,}152}{0{,}679} = 0{,}0895.$$

*) Zeitschr. deutsch. Ing. 1861, S. 100.

Tabelle über die Leistung von Schraubenschiffen.

1	2	3	4	5	6	7
Name	G Tonnen Deplacement	v m Geschwindigkeit per Sec.	F qm eingetauchte Hauptspant	N_i indicirte Pferdekräfte	$\frac{N_i}{F v^3} = 0,679 \frac{\zeta}{\eta}$	$\frac{N_i 75}{1000\, G v} = \frac{W}{1000\, G \eta}$
Ajax	2875	3,82	69,7	818,7	0,320	$0,00644 = \frac{1}{155}$
Arrogant	2484	4,26	53,9	623,3	0,149	$0,00480 = \frac{1}{208}$
Dauntleß	2287	5,30	48,5	1218	0,168	$0,00754 = \frac{1}{127}$
Niger	1844	5,39	36,4	919,6	0,161	$0,00950 = \frac{1}{105}$
Plumper	592	3,29	29,8	121,7	0,115	$0,00466 = \frac{1}{215}$
Rifleman	492	4,88	16,2	266,9	0,142	$0,0085 = \frac{1}{118}$
Termagent	2083	4,72	48,0	1245,2	0,246	$0,0095 = \frac{1}{105}$
Vulcan	2110	4,94	43,2	793	0,152	$0,00582 = \frac{1}{170}$

Ebenso giebt die Spalte 7 der Tabelle ein Maß für den Schiffswiderstand W im Vergleiche zu dem bewegten Schiffsgewichte G, denn man findet aus

$$Wv = \eta N_i 75$$

auch

$$\frac{\eta N_i 75}{1000\, G . v} = \frac{W}{1000\, G} = k,$$

d. h. gleich dem Verhältnisse des Schiffswiderstandes zu dem Schiffsgewichte. Auch die Werthe der Spalte 7 variiren sehr bedeutend und zwar zwischen $0{,}00466 = \frac{1}{215}$ und $0{,}0095 = \frac{1}{105}$. Nimmt man auch hier $\eta = 0{,}4$ an, so schwankt die Zugkraft K, welche etwa durch ein Schlepptau auf das Schiff ausgeübt werden müßte, entsprechend zwischen den Grenzen

$$0{,}4 \,.\, 0{,}00466 = 0{,}00186 = \frac{1}{538}$$

und

$$0{,}4 \,.\, 0{,}0095 = 0{,}0038 = \frac{1}{263},$$

und berechnet sich für den Vulcan zu

$$0{,}4 \,.\, 0{,}00582 = 0{,}00233 = \frac{1}{428}$$

von dem Gewichte des Schiffes (vergl. hiermit auch die entsprechenden Angaben in §. 104).

Bei der Beurtheilung der wirklichen nützlichen Transportleistung hat man natürlich in Betracht zu ziehen, daß von dem Gewichte des Schiffes nur ein bestimmter Bruchtheil aus der eigentlichen Nutzladung besteht, welcher Bruchtheil hauptsächlich von dem Baumateriale des Schiffes, ob Eisen oder Holz, sowie insbesondere von dem Güteverhältniß der Maschinen und von der Dauer der Reisen abhängig ist, indem sich hiernach das an Bord zu nehmende Kohlenquantum richtet. Ueber alle diese Verhältnisse muß auf die specielleren Veröffentlichungen verwiesen werden.

Anmerkung. Ausführlich handelt Hagen in seiner Wasserbaukunst über Schifffahrtscanäle, Schleusen und Schiffsaufzüge. Ueber den Schiffbau selbst sind außer dem im Vorstehenden mehrfach erwähnten und benutzten Werke von White, Handbuch für Schiffbau, übersetzt von O. Schlick und A. van Hüllen, namentlich die folgenden Werke anzuführen: Rankine, Shipbuilding, theoretical and practical, London 1866; Scott Russel, The modern system of Naval Architecture 1865; Reed, Shipbuilding in Iron and steel 1869; Murray, Shipbuilding in Iron and wood; ferner Grantham, Iron Shipbuilding, London 1858, und W. Fairbairn, Steam navigation etc., London 1858; wie auch Vernon, On the construction of Iron Ships im Artizan 1863, sowie das erste bedeutende fran-

zösische Werk von Dupuis de Lôme, Mémoire sur la Construction des Bâtiments en fer. Paris 1844. Von großem Interesse sind ferner die Werke von Bourne, Screwpropeller, London 1867; Fincham, Mastings Ships, London 1858, und Flachat, Navigation à vapeur transocéanienne. Von deutschen Werken sind anzuführen: Steinhaus, Die Schiffsbaukunst in ihrem ganzen Umfange, Hamburg 1858, sowie dessen Eisenschiffbau 1867; ferner Brix, Bau eiserner Schiffe 1876, und Prömmel-Uggla, Anleitung zum Schiffbau, Hamburg 1864. Auch ist zu erwähnen Bobrik, Handbuch der praktischen Schifffahrtskunde und des Schiffbauers Taschenbuch von Bischoff, Braunschweig 1867. Einzelne Artikel finden sich vielfach in Journalen, so namentlich in den Transactions of the Instit. of Naval-Architects, im Engineering, Artizan, Archiv für Seewesen u. a. a. O.; eine ausführliche Literaturangabe in Rühlmann's allgem. Maschinenlehre, Bd. IV.

Viertes Capitel.

Die Bewegung des Wassers.

---

§. 117. **Von der Bewegung des Wassers überhaupt.** Wie schon in der Vorbemerkung angedeutet, kommt die Bewegung der flüssigen Körper immer auf eine gewisse Erhebung derselben hinaus, da dieselben eine horizontale Bewegung in den ihnen gegebenen Gerinnen oder Röhrenleitungen von selbst annehmen, sobald das dazu erforderliche Gefälle vorhanden ist. Eine horizontale Beförderung von Flüssigkeiten, welche in geschlossenen Behältern wie Tonnen ꝛc. enthalten sind, ist offenbar wie der Horizontaltransport fester Körper zu beurtheilen, so daß es sich in diesem Capitel nur um die Wasserhebevorrichtungen handelt.

Ein Heben von Flüssigkeiten kann in verschiedener Weise bewirkt werden. Die einfachste und jedenfalls ursprünglichste Art der Hebung besteht in dem Schöpfen, wobei die in Gefäßen oder Behältern enthaltene Flüssigkeit mit diesen Behältern gehoben wird, sei es direct mit der Hand oder mittelst besonderer durch Elementarkräfte bewegter Maschinen. Diese Art der Bewegung, zu deren Ausführung verschiedene Schöpfmaschinen ersonnen sind, die großentheils schon den Alten bekannt waren, wurde früher fast ausschließlich angewandt.

Nur für sehr geringe Höhen bediente man sich ebenfalls seit längerer Zeit des Mittels, das Wasser empor zu werfen, indem man hierzu Handschaufeln oder sogenannte Wurfräder anwandte. Die hier gedachten Arten der Wasserhebung durch Schöpfen und Werfen finden besonders beim Trockenlegen von Baugruben oder Niederungen, sowie beim Bewässern von Ländereien und zum Herbeischaffen von Wasser für landwirthschaftliche oder bauliche Zwecke Anwendung.

Da diese Mittel die Erhebung des Wassers nur auf mäßige Hubhöhen gestatteten, so wandte man später, als das Bedürfniß sich einstellte, größere Höhen zu überwinden, eine andere Methode der Hebung an, darin bestehend, daß man das Wasser in einem dichtschließenden Behälter einem Drucke aussetzte, genügend groß, um einer Wassersäule das Gleichgewicht zu halten, deren Höhe die Förderhöhe übertrifft. In Folge hiervon wird das Wasser in einem von dem Behälter ausgehenden Steigrohre emporgetrieben und gelangt durch dessen obere Mündung zum Ausflusse. Hierauf beruhen alle die verschiedenen mit dem Namen Pumpen bezeichneten Wasserhebungsmaschinen, deren Wirkung nur in der Art und Weise verschieden ist, wie der besagte Druck auf das Wasser ausgeübt wird. Bei den gewöhnlichen Kolbenpumpen, welche die weitaus verbreitetsten Wasserhebungsmaschinen sind, wird der Druck auf das Wasser durch einen in einem cylindrischen Rohre dichtschließenden Kolben bewirkt, auf welchen von außen in der Axenrichtung eine genügend große Kraft ausgeübt wird, um eine Verschiebung des Kolbens und dadurch die besagte Hebung des Wassers zu erzielen. Hierher gehören auch die sogenannten rotirenden Pumpen, bei denen in einem nach der Form eines Umdrehungskörpers gebildeten Gehäuse eine mit der Axe verbundene Scheidewand als Kolben figurirt, ebenso wie auch die mannigfaltigen, wohl als Kapselräderwerke bekannten Einrichtungen, indem alle diese Constructionen darauf beruhen, durch die Bewegung eines oder mehrerer fester Körper die Vergrößerung bezw. Verkleinerung eines dem Wasser dargebotenen Raumes zu bewirken, und dadurch diesen Raum abwechselnd mit Wasser zu füllen und davon zu entleeren.

Nur in seltenen Fällen hat man den directen Druck von gepreßter Luft oder von Dampf auf die Oberfläche der Flüssigkeit zu deren Erhebung benutzt. Comprimirte Luft wurde z. B. bei der nur historisch merkwürdigen Höll'schen Wasserhebungsmaschine angewandt; den directen Druck des Dampfes, dessen Benutzung bekanntlich schon von Papin versucht wurde, hat man mehrfach in Zuckerfabriken zum Emportreiben des Zuckersaftes in Anwendung gebracht, und in neuerer Zeit hat diese Anwendung zur Construction einer unter dem Namen Pulsometer bekannt gewordenen Wasserhebevorrichtung geführt. Im Allgemeinen ist die Anwendung des directen Druckes von Dampf oder comprimirter Luft zur Hebung des Wassers eine beschränkte.

Andererseits hat man in neuerer Zeit vielfach den erforderlichen Druck, welcher zum Emportreiben des Wassers dient, durch die lebendige Kraft des Wassers selbst erzeugt, welchem letzteren man zu dem Zwecke die dazu nöthige Geschwindigkeit ertheilt. Die hierhin gehörigen Vorrichtungen unterscheiden sich im Wesen durch die Art und Weise von einander, in welcher dem Wasser die betreffende lebendige Kraft ertheilt wird. Dies geschieht entweder durch

ein schnell rotirendes Schaufelrad bei den Centrifugalpumpen, oder durch einen Dampfstrahl bei dem Giffard'schen Injecteur, oder durch einen Strahl ausströmenden Wassers bei der Thomson'schen Pumpe und einigen verwandten Einrichtungen.

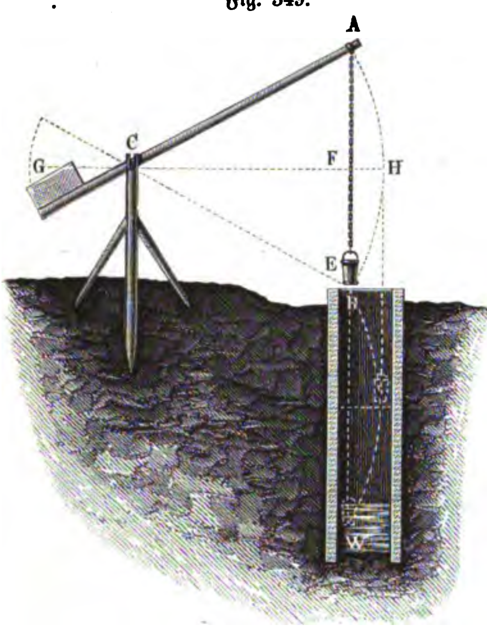
Unter dem Drucke, welcher, auf das in dem Pumpengehäuse enthaltene Wasser wirkend, das letztere emportreibt, ist natürlich der sogenannte Ueberdruck oder Ueberschuß dieses Druckes über den atmosphärischen Luftdruck zu verstehen, welcher letztere durch die freie Ausflußmündung auf das Wasser drückt, denn nur durch diesen Drucküberschuß ist eine Erhebung des Wassers möglich. Man kann einen solchen, die Bewegung des Wassers veranlassenden Druckunterschied auch dadurch herbeiführen, daß man in dem Pumpengehäuse den daselbst von vornherein vorhandenen atmosphärischen Druck durch eins der vorgedachten Mittel ganz oder theilweise aufhebt, dann wird der äußere Atmosphärendruck auf die freie Oberfläche des zu hebenden Wassers ebenfalls ein Emporsteigen des letzteren bis zu einer Höhe veranlassen, welche der gedachten Druckdifferenz entspricht, also im Maximum gleich der Wasserbarometerhöhe (10,336 m) sein kann. Diese unter dem Namen des Saugens bekannte Wirkungsart kommt bei den Pumpen fast immer, dagegen bei den zuerst erwähnten Schöpf- und Hebewerken niemals vor, weshalb man zuweilen auch wohl das Vorhandensein der Saugwirkung, oder doch die Möglichkeit einer solchen als das charakteristische Merkmal der Pumpen ansieht. Selbstverständlich giebt es aber auch Pumpen, welche eine saugende Wirkung nicht ausüben.

§. 118. **Schöpfen des Wassers.** Das einfachste Mittel zum Wasserschöpfen besteht in der Anwendung des sogenannten Handeimers von circa 10 Liter Inhalt. Man hebt mittelst desselben durch einen Mann das Wasser nur 1 bis 1,2 m hoch; um es höher zu heben, sind zwei oder mehrere Arbeiter nöthig, welche über einander stehen und den Eimer einander zulangen. Man rechnet, daß ein Mann pro Minute mit dem Eimer 15 Mal Wasser schöpfen und denselben jedes Mal 1 m hoch heben könne. Dies giebt dann eine Arbeit pro Minute von 150 mkg, und für eine wirkliche tägliche Arbeitszeit von sechs Stunden das tägliche Arbeitsquantum eines Mannes zu nur $6 . 60 . 150 = 54000$ mkg, d. i. gleich der Arbeit einer Pferdekraft während 12 Minuten.

Um das Wasser durch einen Arbeiter allein höher zu heben, versieht man am einfachsten den Eimer mit einem etwa 2 m langen Stiele, welcher dann als Hebel wirkt. Hierbei muß man natürlich kleinere Eimer anwenden, oder wenigstens dieselben nicht ganz füllen. Die tägliche Leistung beim Wasserschöpfen mit Hülfe der gestielten Eimer ist nicht ansehnlich größer als die mittelst der einfachen Eimer. Die Anwendung derselben ist besonders

dann zweckmäßig, wenn der Arbeiter nicht unter, sondern über der Oberfläche des Wassers steht, aus welchem das Schöpfen erfolgt, weil sich hier der Arbeiter mit dem einfachen Eimer zu sehr bücken und folglich einen Theil seines Körpers mitheben müßte.

Fig. 549.



Wenn es darauf ankommt, das Wasser auf größere Höhen von 4 bis 6 m, z. B. aus Brunnen emporzuheben, so hängt man den Eimer an einen sogenannten **Schwengel** oder Hebel ACG mit Gegengewicht, wie Fig. 549 vor Augen führt. Wenn man durch das Gegengewicht G den Schwengel bei der halben Füllung des Eimers äquilibrirt, so erfordert das Herausziehen des gänzlich gefüllten Eimers dieselbe Kraft, wie das Niederziehen des leeren Kübels. Die Sehne AB des von dem Aufhängepunkte A des Eimers E beschriebenen Bogens muß mindestens der Brunnentiefe gleich sein, damit der Eimer hinreichend tief in das Wasser W eintauchen könne; auch muß die Weite des Brunnens um die Weite des Eimers größer sein als die Bogenhöhe FH, damit sich der Eimer nicht an die Seitenmauer des Brunnens anlege.

Um mittelst Eimer oder Zober Wasser aus noch größeren Tiefen zu ziehen, bedient man sich entweder einer einfachen **Leitrolle** oder einer Radwelle, z. B. eines gewöhnlichen **Haspels** oder **Göpels**, indem man an jedes Ende des um die Rolle oder Welle liegenden Seiles einen solchen Eimer oder Zober hängt. Da dann das eine Gefäß niedersinkt, während das andere gehoben wird, so ist die erforderliche Zugkraft nur gleich dem Gewichte des Wassers in dem aufsteigenden Zober.

Beim Bergbau kommt auch das Wasserfördern in Tonnen mittelst der Göpel vor. Diese Tonnen erhalten am besten ein Ventil im Boden, welches sich beim Eintauchen derselben in den Sumpf nach innen öffnet, wobei sich dieselben mit Wasser anfüllen, ohne sich umzulegen. Das Entleeren der gefüllten Tonne erfolgt entweder auf die bekannte Weise durch Stürzen der Tonne oder durch Aufziehen des Ventils. Ein unter die Ausflußmündung gebrachtes Gerinne leitet dann das Wasser von der Schachtmündung weg weiter ab.

§. 119. Werfen des Wassers. Das Wasser läßt sich auch wie jeder andere schwere Körper durch Werfen oder Schleudern fortschaffen und auf eine mäßige Höhe heben. Das einfachste Hülfsmittel hierzu besteht in der Anwendung einer Schaufel. Man unterscheidet die Wurfschaufel und die Schwungschaufel von einander. Die erstere ist ein großer Löffel aus Buchen- oder Ahornholz mit einem Stiel von 1 bis 1,5 m Länge, und wird stets von dem Arbeiter mit freier Hand bewegt. Man wendet sie vorzüglich dann an, wenn es darauf ankommt, das Wasser vollständig aus einem Raume, z. B. aus einem Boote, zu entfernen. Die Schwungschaufel *AB*, Fig. 550, ist aus Brettchen oder Blech zusammengesetzt, hat einen langen Stiel *BC*

Fig. 550.

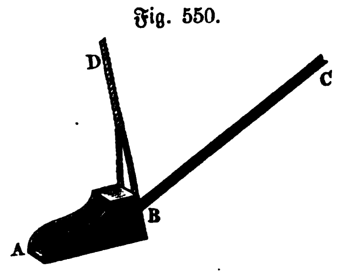
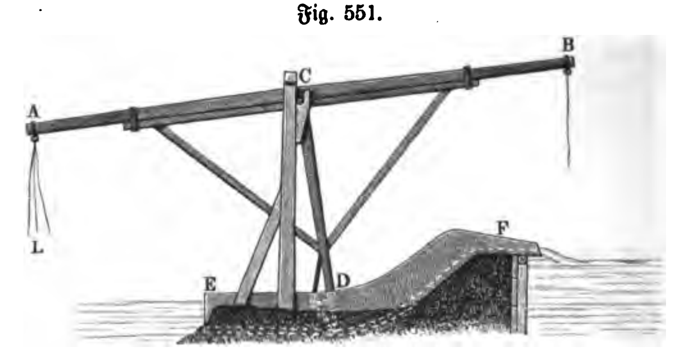


Fig. 551.



von 3 bis 4 m, und wird mittelst eines Seiles *D* an einem Bocke aufgehangen. Die Länge der eigentlichen Schaufel ist 0,5 bis 0,6 m, die Breite 0,3 m und die Tiefe 0,2 m. Indem der Arbeiter diese Schaufel mittelst ihres Stieles vor sich hinstößt, schöpft er circa 15 Liter Wasser ein und wirft dabei dasselbe etwa 1 m hoch und 2 m weit fort. Sehr gewöhnlich stellt man hier dem ersteren Arbeiter gegenüber noch zwei andere Arbeiter an, welche die Schaufel mittelst Seilen bei jedem Schwunge nach sich ziehen. Die Leistung eines Arbeiters mittelst einer Wurfschaufel ist nicht ansehnlich größer als die beim Schöpfen mittelst eines Eimers. Drei Arbeiter geben in der Minute der Schwungschaufel 28 Stöße, wobei sie jedes Mal 25 Liter Wasser circa 1,1 m hoch werfen. Hiernach ist die Arbeit derselben pro Minute $= 25 . 28 . 1,1 = 770$ mkg, also ihre tägliche Leistung, bei sechs Stunden wirklicher Arbeitszeit:

$$770 . 60 . 6 = 277\,200 \text{ mkg},$$

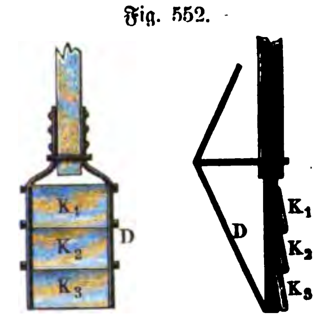
so daß für jeden Arbeiter allein dieselbe zu 92 400 mkg angenommen werden kann.

Das Wasserwerfen läßt sich auch durch Maschinen bewirken, und zwar

1) durch die Wasserwippe, und
2) durch Wurfräder.

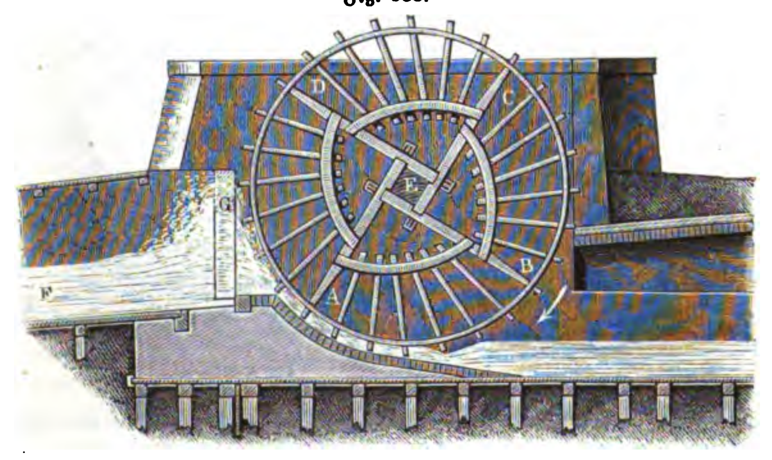
Die Wasserwippe ist eine mit einem Schwengel ACB, Fig. 551, in Verbindung gesetzte Schwungschaufel CD, welche sich in einem Kropfgerinne EF bewegt. Diese Maschine wird von vier bis sechs Arbeitern wie eine gewöhnliche Zugramme mittelst Zugleinen L in eine schwingende Bewegung gesetzt, wobei sie in der Minute 10 bis 12 Spiele macht, und 2,2 bis 2,6 cbm Wasser 1,2 m hoch emporschleudert. Damit die Schaufel D mit Leichtigkeit in das Unterwasser zurückgehe, versieht man dieselbe mit nach oben sich öffnenden Klappen K_1, K_2, K_3, Fig. 552, von 0,5 m Länge und je 0,2 m Breite, und umgiebt sie mit einem eisernen Rahmen, welcher an dem Ende des Armes CD befestigt ist und als Axenlager der Klappen dient.

Fig. 552.



Wurfräder. Die Wurfräder sind der Form nach gewöhnliche Schaufelräder im Kropfgerinne (s. II, Wasserräder); sie werden aber in entgegen- §. 120.

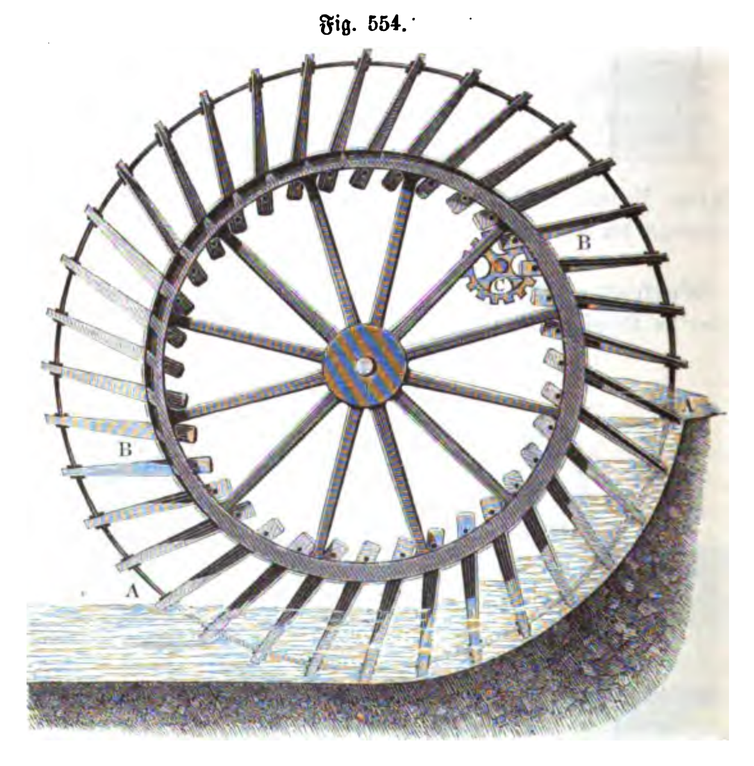
Fig. 553.



gesetzter Richtung umgedreht, so daß ihre Schaufeln im Kropfe emporsteigen, und hierbei Wasser mit sich emporführen. Damit bei diesem Emporführen durch den Spielraum zwischen den Radschaufeln und dem Kropfe verhältnißmäßig so wenig wie möglich Wasser zurückfließe, muß man diesen Rädern eine große Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so daß sie das Wasser mehr emporschleudern als emporheben. Besteht die Umtriebsmaschine in einem Wasserrade, so giebt man deshalb demselben eine besondere Welle, und überträgt erst mittelst eines größeren Treib- und eines kleineren Getriebrades die Umdrehungsbewegung dieses Rades auf das Wurfrad.

In Holland benutzt man die Wurfräder sehr gewöhnlich zum Entwässern von tiefliegenden Niederungen, und läßt sie dann durch gewöhnliche Windräder in Umdrehung setzen. Die Seitenansicht eines solchen Wurfrades zeigt Fig. 553. Dieses Rad ist 5 m hoch, und hat 28 Schaufeln von 0,3 bis 0,5 m Länge und 0,15 bis 0,24 m Breite; die letzteren haben sowohl

Fig. 554.



am Boden als auch an den Seiten des Kropfes einen Spielraum von 25 mm, und heben das Wasser 1 bis 1,2 m hoch. Die vier Arme *A, B, C, D*

des Rades umfassen die vierseitige Welle E und bilden mit ihren äußeren Enden zugleich vier Schaufeln; sie sind nicht allein in einander verzapft, sondern auch noch durch doppelte Riegel und doppelte Reifen mit einander verbunden, welche zur Befestigung der übrigen Schaufeln dienen. Auf der Welle dieses Rades sitzt ein größeres und auf dem Königsbaum der Windmühle (s. II), ein kleineres conisches Rad, welches in das erstere eingreift und bewirkt, daß das Wurfrad nur halb so viel Umdrehungen macht als das Windrad. Der Canal F, in welchem das gehobene Wasser fortgeleitet wird, ist mit einem Thore G versehen, welches durch das gegen dasselbe geschleuderte Wasser offen gehalten wird, sich aber von selbst verschließt, wenn der Wind die Maschine gar nicht oder nur sehr langsam umdreht.

Ein anderes Wurfrad, welches Wasser aus der Seine in das den Hafen zu St. Ouen bei Paris bildende Bassin hebt, ist in Fig. 554 in $^1/_{125}$ der natürlichen Größe abgebildet. Dasselbe wird durch eine Dampfmaschine in Bewegung gesetzt und hebt pro Secunde circa 1 cbm Wasser in einem steinernen Kropfe 4 m hoch. Zu diesem Zwecke ist auf die Schwungradwelle dieser Maschine ein kleines Treibrad C auf- und an den Radreifen BB ein großes innen verzahntes Getriebrad angesetzt, in welches das erstere eingreift und wodurch bewirkt wird, daß das Wurfrad A in der Minute drei Mal umläuft, während die Dampfmaschine 18 Umdrehungen macht. Eine kreisrunde Schütze, welche das Rad auf der Seite des Unterwassers umgiebt, und mittelst eines gezahnten Bogens u. s. w. gehoben und gesenkt werden kann, dient dazu, die Größe der zu hebenden Wassermenge dem Bedürfniß entsprechend zu reguliren.

Schöpfräder. Die Schöpfräder sind von den Wurfrädern dadurch verschieden, daß sie das Wasser in Gefäßen oder Zellen, die Wurfräder hingegen dasselbe mittelst einfacher Schaufeln emporheben. Man hat: **§. 121.**

1) Schöpfräder mit beweglichen Eimern,
2) Schöpfräder mit festen Eimern,
3) Schöpfräder mit Zellen, und
4) Schöpfräder mit Spiralgängen.

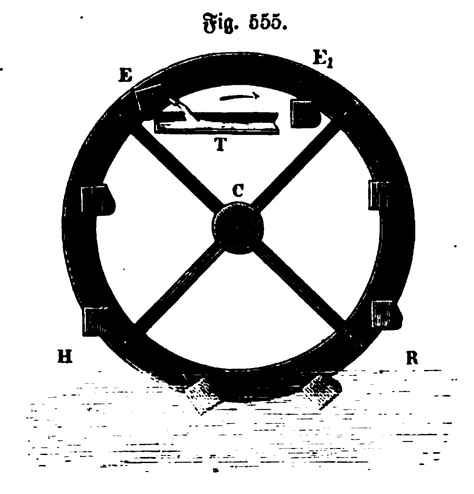
Ein einfaches Schöpfrad mit drehbaren Eimern, welches schon Belidor beschreibt, ist in Fig. 555 (a. f. S.) abgebildet. Die Eimer, wie E, E_1, hängen hier an runden Bolzen, wie A, welche entweder in der Stirnfläche eines oder zwischen den Stirnflächen zweier Radkränze festsitzen. Auf der Welle C dieses Rades ist in der Regel noch das Wasserrad angebracht, wodurch die Umdrehung des Ganzen bewirkt wird. Während dieser Umdrehung tauchen immer einige Eimer des Schöpfrades in das Unterwasser HR, und nehmen einen Theil desselben in sich auf. Diese mit Wasser angefüllten Eimer steigen dann auf der einen Seite des Rades empor, und entleeren sich oben

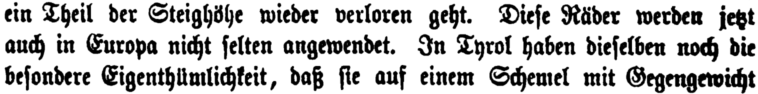
in einen Trog T, indem sie mittelst eines an ihrer Seite angebrachten Bügels oder Daumens B an den Rand dieses Troges anstreifen.

Die Schöpfräder mit festen Eimern oder Kästen sind mannigfaltiger.

In Fig. 556 ist das sogenannte chinesische Schöpfrad abgebildet. Es wird hier das Wasser in Eimern oder Büchsen E, E (in China bestehen dieselben aus Bambusrohr) emporgehoben, welche schräg auf dem Radkranze befestigt sind. Die Bewegung dieses Rades erfolgt durch die Strömung des Wassers HR, indem dasselbe auf die Schaufeln A schlägt, welche, wie bei einem gewöhnlichen Streberade, mittelst Stielen an den äußeren Umfang des Radkranzes angesetzt sind. Das oben ausgegossene Wasser wird ebenfalls in einem Troge aufgefangen, wobei natürlich

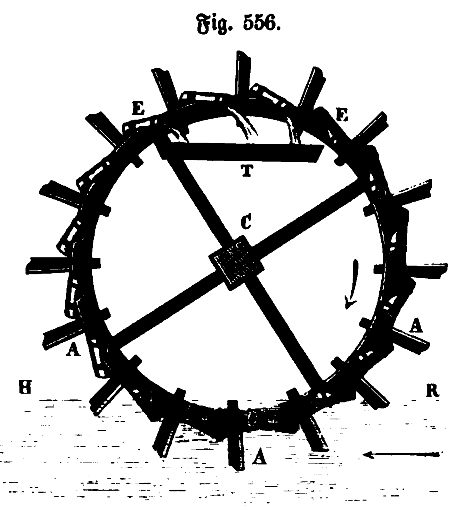
Fig. 555.




ein Theil der Steighöhe wieder verloren geht. Diese Räder werden jetzt auch in Europa nicht selten angewendet. In Tyrol haben dieselben noch die besondere Eigenthümlichkeit, daß sie auf einem Schemel mit Gegengewicht ruhen, wodurch sie, dem jedesmaligen Wasserstande entsprechend, höher oder tiefer gestellt werden können.

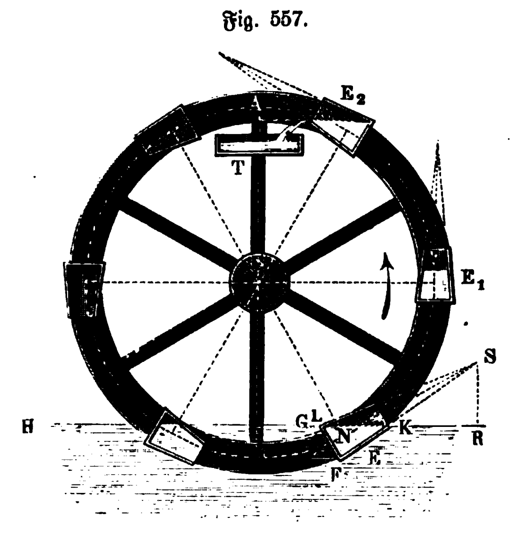
Das sogenannte fränkische Schöpfrad, wie es an der Rednitz bei Erlangen angewendet wird, zeigt Fig. 557. Es ist dies ein im freien Strome hängendes Streberad ACB, an dessen Kränzen kegelförmige Eimer oder Kübel E, E.. so befestigt

Fig. 556.



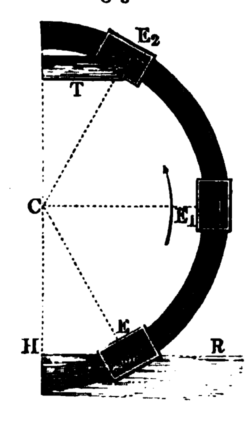
sind, daß ihre Axen den Sehnen der von ihnen bedeckten Ringstücke parallel laufen. Bei der Umdrehung dieses Rades füllen sich diese Eimer, indem sie in das Wasser HR tauchen, zum großen Theil mit Wasser an, welches sie in das Gerinne T nahe unter dem Radscheitel A wieder ausgießen. Damit durch dieses Rad so viel wie möglich Wasser gehoben werde, stellt man dasselbe so tief in das letztere, daß die Neigung der Axe des aus dem Wasser HR (Fig. 557) heraustretenden Eimers E gegen den Horizont gleich der Axenneigung des zum Ausguß gelangenden Eimers E_2 ist.

Fig. 557.



Noch hat man Schöpfräder, durch welche das Wasser in aus Brettern zusammengesetzten Kästen gehoben wird, und zwar entweder mit schrägen Axen, wie Fig. 556, oder mit der Axenstellung wie Fig. 557. Diese Kästen sind dann auch in der Regel von allen Seiten umschlossen und haben nur eine Seitenöffnung zum Einschöpfen und Ausgießen des Wassers, wie Fig. 558 vor Augen führt, wo, Fig. 557 entsprechend, E einen einschöpfenden, E_1 einen steigenden und E_2 einen ausgießenden Schöpfkasten bezeichnet.


Fig. 558.

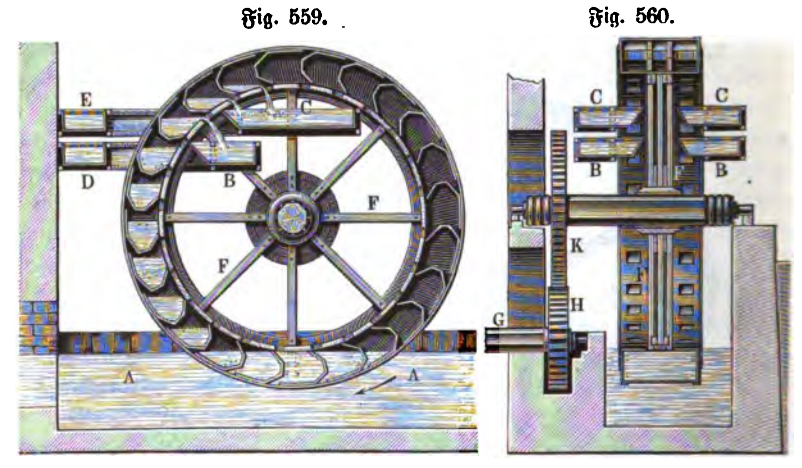


Die (aus Thl. II.) bekannten Zellenräder können ebenfalls als Schöpfräder dienen, wenn sie in umgekehrter Richtung in Umdrehung gesetzt werden. Ein derartiges Schöpfrad, welches von Laurenz und Thomas zur Berieselung für Wiesen bei Soissons*) ausgeführt worden ist, wird durch die Figuren 559 und 560 (a. f. S.)

*) Siehe Bulletin de la société d'encouragement 1848; auch die Zeitschrift „Der Ingenieur", Bd. 2.

in $^1/_{120}$ der natürlichen Größe vor Augen geführt. Während dieses Rad umläuft, füllen sich die in das Wasser *A* eintauchenden Zellen desselben von

Fig. 559. Fig. 560.



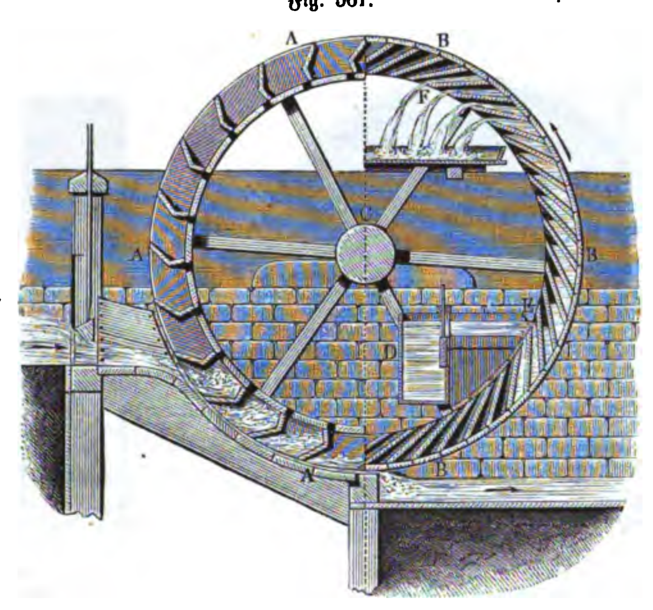
außen mit Wasser an, und sind dieselben auf eine gewisse Höhe gestiegen, so gießen sie das mitgenommene Wasser durch in dem Boden des Rades angebrachte Oeffnungen in die Gerinne *BD* und *CE*, welche das Rad gabelförmig umgeben. Die drei Armsysteme *F* und die zwischen denselben liegenden Reifen, wodurch der Radcanal mit der Welle des Rades in eine feste Verbindung gebracht wird, sind nahe an einander gerückt, damit sie sich, ohne an die Gerinnköpfe *BB* und *CC*, Fig. 560, anzustoßen, umdrehen können. Ein tiefer hängendes Kropfrad setzt durch seine Welle *G* und mittelst des Zahnradvorgeleges *HK* das Schöpfrad in Umdrehung.

Figur 561 zeigt den verticalen Längendurchschnitt eines zu Ranstedt im Kreise Nidda befindlichen Schöpfrades in $^1/_{40}$ der natürlichen Größe. Die linke Hälfte *AAA* dieser Abbildung zeigt das auf bekannte Weise eingerichtete Kropfrad, und die rechte Hälfte *BBB* das unmittelbar an das erstere anstoßende Schöpfrad. Dieses ist am äußeren Umfang ganz verschlossen, und durch einfache schiefstehende Schaufeln in Zellen zertheilt. Das zu hebende Wasser wird dem Rade durch einen Seitencanal zugeführt, und fließt bei *E* von innen in die Radzellen, sowie bei *F* aus denselben wieder heraus, nachdem dieselben von *E* bis *F* emporgestiegen sind.

Das Trommelrad oder Tympanum nach Vitruv bestand in einer hohlen Trommel *AB*, Fig. 562, mit einer hohlen Welle *C* und war durch radiale Scheidewände in sectorenförmige Räume getheilt. Jeder dieser Räume hatte eine Mündung *a* am äußeren Umfang zum Einnehmen des Wassers, und stand auch durch eine Seitenmündung *b* in der hohlen

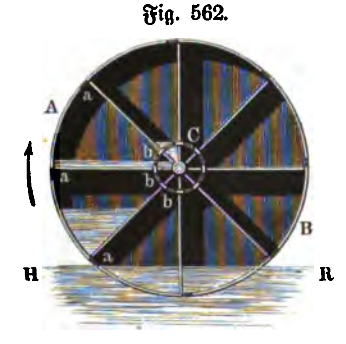
Welle mit dem Inneren der letzteren in Verbindung. Wenn nun das zum Theil ins Wasser getauchte Rad in Umdrehung gesetzt wurde, so nahm

Fig. 561.



jede Abtheilung desselben bis ins Niveau der Radaxe eine kleine Quantität Wasser mit empor und goß dasselbe in die hohle Welle, aus welcher es wieder durch andere Seitenöffnungen in einen Ausgußkasten geleitet wurde.

Fig. 562.

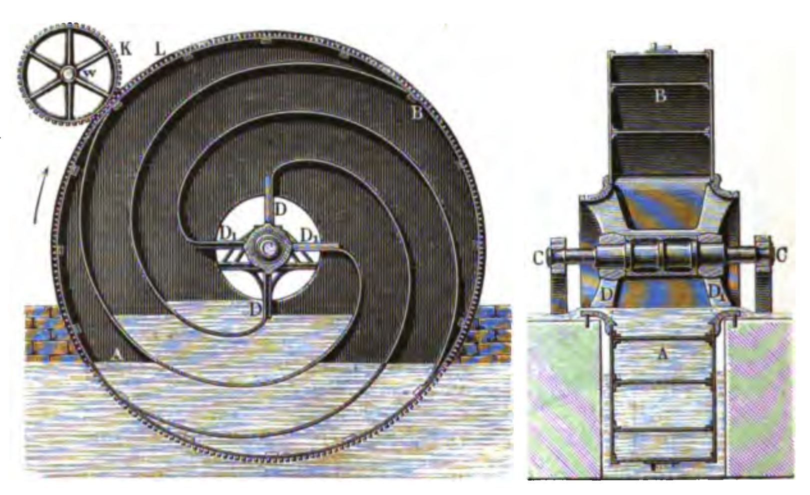


Die **Schneckenräder** sind im Principe von dem Trommelrade nicht verschieden; auch hier wird das Wasser durch Mündungen am äußeren Radumfange eingenommen und der hohlen Welle des Rades zugeführt, nur sind hier die radialen Scheidewände durch Spiralgänge ersetzt. Bei dem Rade von **de Lafaye** sind es spiralförmig gewundene Röhren, welche das Wasser von dem äußeren Umfange nach dem Inneren der Welle führen, wogegen das Rad von **Perronet** mit spiralförmigen Scheidewänden ausgerüstet und an den Seiten mit ebenen Wänden bekleidet ist.

Das in den Figuren 563 und 564 in $^1/_{100}$ der natürlichen Größe abgebildete Schneckenrad ACB von Cavé ist ganz aus Eisen hergestellt, und zwar die Welle CC und die beiden Armgeviere $D_1 D$ aus Gußeisen, die nach der



Fig. 563. Fig. 564.



Kreisevolvente gekrümmten Spiralgänge, sowie die ebenen Seitenwände aus Eisenblech von 3 mm Stärke. Das Rad wird durch die Welle w und mittelst der Zahnräder K und L in langsame Umdrehung gesetzt, wobei das gehobene Wasser zu beiden Seiten durch die Räume zwischen den Armen und den dieselben umgebenden trichterförmigen Reifen ausgetragen wird.

Derartige spiralförmig gewundene Schaufeln bringt man öfter im Inneren der durch Dampf geheizten Trockencylinder der Appretirungsmaschinen an, um das gebildete Condensationswasser aus dem tiefsten Punkte der Trommel in die Höhe der Axe zu heben, von wo es durch den hohlen Zapfen abgeführt werden kann.

§. 122. **Leistung der Schöpfräder.** Die Berechnung der Leistung der Schöpfräder ist einfach auf folgende Weise zu vollziehen. Es sei V das Wasserquantum eines Eimers oder einer Zelle, n die Anzahl dieser Gefäße längs des ganzen Radumfanges, u die Anzahl der Umdrehungen dieses Rades pro Minute, und h die senkrechte Höhe, auf welche das Wasser durch dieses Rad gehoben wird. Dann hat man das gehobene Wasserquantum pro Secunde:

$$1)\quad Q = \frac{n u V}{60},$$

und den nöthigen Arbeitsaufwand pro Secunde:

$$2)\ L = Qh\gamma = \frac{nu}{60}\, Vh\gamma.$$

Beide Formeln sind natürlich auch auf die Wurfräder anwendbar, wenn hier n die Anzahl der Schaufeln und V das von je einer Schaufel emporgeschleuderte Wasser bezeichnet.

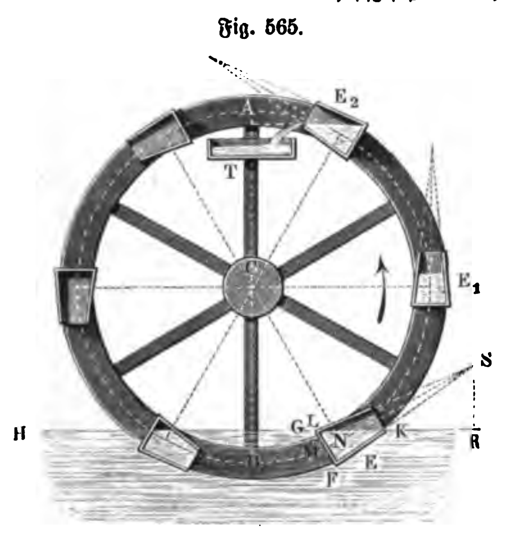
Wegen der Nebenhindernisse muß man natürlich sowohl bei den Wurf- als auch bei den Schöpfrädern die gefundene Arbeit L noch um ein Namhaftes vergrößern.

Da das durch ein Schöpfrad gehobene Wasser bei seinem Ausgusse die Geschwindigkeit v mit dem Rade gemeinschaftlich hat, so nimmt die Trägheit desselben überdies noch die Arbeit $\frac{v^2}{2g}\, Q\gamma$ in Anspruch, und damit das Wasser ungehindert ausgegossen werden könne, muß es auch noch auf eine Höhe h_1 über das Niveau des Oberwassers gehoben werden, so daß hiernach noch die Arbeit $Qh_1\gamma$ verrichtet werden muß. Mit Berücksichtigung dieser beiden Arbeitsverluste ist folglich die ganze auf die Umdrehung eines Schöpfrades zu verwendende mechanische Arbeit:

$$3)\ L = \left(h + h_1 + \frac{v^2}{2g}\right) Q\gamma = \left(h + h_1 + \frac{v^2}{2g}\right) \frac{nu}{60}\, V\gamma.$$

Um nach dieser Formel den nöthigen Arbeitsaufwand eines Schöpfrades berechnen zu können, ist nöthig, daß man vorher eine Bestimmung des Wasservolumens in einem Eimer oder Schöpfgefäße vornehme. Dies wird in jedem Falle aus der Zeichnung oder durch Rechnung geschehen können. Es ist z. B. bei einem Schöpfrade mit kegelförmigen Eimern, Fig. 565, dieses Wasservolumen die Differenz zwischen einem Kegel FGS mit kreisförmiger Basis FG und einem Kegel KLS mit elliptischer Basis. Ist s die Höhe SM und α der halbe Convergenzwinkel $FSM = GSM$ des einen Kegels, so hat man dessen Volumen:

Fig. 565.



$$V_1 = \tfrac{1}{3}\pi s^3 \tan^2\alpha,$$

und schneidet die Basis KL des zweiten Kegels die

Axe SM desselben unter dem Winkel $SNK = \beta$ im Abstande $SN = s_1$ von der Spitze S, so hat man die große Axe dieser Basis:

$$2a = KL = KN + NL = \frac{s_1 \sin\alpha}{\sin(\beta+\alpha)} + \frac{s_1 \sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}$$
$$= \frac{s_1 \sin 2\alpha \sin\beta}{\sin(\beta+\alpha)\sin(\beta-\alpha)},$$

dagegen die kleine Axe derselben:

$$2b = 2s_1 \tang\alpha,$$

und da noch die Höhe dieses Kegels $SR = s_1 \sin\beta$ ist, das Volumen desselben:

$$V_2 = \pi a b \frac{s_1 \sin\beta}{3} = \frac{\pi}{3} s_1^3 \frac{\sin^2\alpha \sin^2\beta}{\sin(\beta+\alpha)\sin(\beta-\alpha)} = \frac{\frac{1}{3}\pi s_1^3}{\cotg^2\alpha - \cotg^2\beta}.$$

Hiernach bestimmt sich das Wasservolumen eines Eimers:

$$V = V_1 - V_2.$$

Bei dem Schneckenrade, oder dem Schöpfrade mit Spiralwänden ist der verticale Längenschnitt des Wasserkörpers in einer Abtheilung ein Segment, und es läßt sich daher annähernd das Volumen desselben:

$$V = \frac{2}{3} a b l$$

setzen, wenn a, b und l die Höhe, Breite und Länge dieses Wasserkörpers bezeichnen.

Beispiel. Ein Schöpfrad habe 12 conische Eimer von folgenden Dimensionen: Halbmesser der unteren Grundfläche: $r = 0{,}16$ m, Halbmesser der oberen Grundfläche: $r_1 = 0{,}08$ m, Höhe des Gefäßes: $a = 0{,}64$ m und es sei die Neigung der Axe dieser Gefäße beim Austritt aus dem Unterwasser: $\beta = 25$ Grad. Wie viel liefert dieses Schöpfrad Wasser pro Minute, und wie viel erfordert dasselbe zu seiner Bewegung mechanische Arbeit, wenn die Anzahl der Umdrehungen dieses Rades pro Minute $u = 5$ ist und die Höhe, auf welche es das Wasser hebt, 4 m beträgt?

Es ist für den Convergenzwinkel 2α des Gefäßes:

$$\tang\alpha = \frac{r - r_1}{a} = \frac{0{,}16 - 0{,}08}{0{,}64} = \frac{1}{8},$$

ferner die Höhe des ganzen Kegels (Fig. 565):

$$MS = s = r \cotg\alpha = 0{,}16 \,.\, 8 = 1{,}28\,\text{m}.$$

und die Axenlänge NS des schiefen Ergänzungskegels:

$$s_1 = r_1 (\cotg\alpha + \cotg\beta) = 0{,}08 \,.\, 10{,}1445 = 0{,}812\,\text{m},$$

folglich hat man das Volumen des ganzen Kegels:

$$V_1 = \frac{1}{3}\pi r^2 s = \frac{\pi}{3} 0{,}16^2 \,.\, 1{,}28 = 0{,}0328 \frac{\pi}{3}.$$

Das des Ergänzungskegels ist:

$$V_2 = \frac{\pi}{3} \frac{s_1^3}{\cotg^2\alpha - \cotg^2\beta} = \frac{\pi}{3} \frac{0{,}812^3}{8^2 - 2{,}1445^2} = 0{,}0090 \frac{\pi}{3};$$

daher folgt das Wasserquantum in einem Eimer:

$$V = V_1 - V_2 = (0{,}0328 - 0{,}0090) \frac{\pi}{3} = 0{,}0249\,\text{cbm} = 24{,}9\,\text{l}.$$

Das gehobene Wasserquantum pro Minute ist:

$$n u V = 12.5 V = 60 V = 1,494 \text{ cbm}$$

und die erforderliche Arbeit pro Secunde:

$$L = \frac{n u}{60} V \gamma . 4 = 24,9 . 4 = 99,6 \text{ mkg}$$

oder mit Berücksichtigung der Zapfenreibung etwa $1\frac{1}{2}$ Pferdekraft.

Paternosterwerke. §. 123. Anstatt die Schöpfeimer an ein umlaufendes Rad zu befestigen, verbindet man dieselben auch wohl mit einer Kette ohne Ende. Wird diese Kette mit dem unteren Ende in das Wasser eingetaucht, und durch Umdrehung des oberen Rades, um welches dieselbe gelegt ist, in Bewegung gesetzt, so schöpfen die an ihr sitzenden Eimer Wasser, führen dasselbe mit sich empor und gießen es am oberen Ende der Maschine in ein untergesetztes Gefäß aus. Man kann auch statt der Eimer oder Kästen einfache Schaufeln, Kolben oder Scheiben u. s. w. anwenden, welche man in einem Lutten oder einer Röhre emporsteigen läßt. Diese Maschinen heißen im Allgemeinen Paternosterwerke, und zwar insbesondere Eimer- oder Kastenkünste, wenn das Wasser in Eimern oder Kästen, Schaufel- oder Scheibenkünste, wenn es durch Schaufeln oder Scheiben, und Püschelkünste, wenn es durch ausgepolsterte Kugeln oder Kissen emporgehoben wird.

Fig. 566.

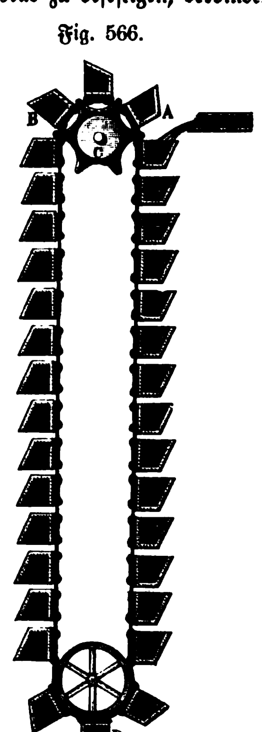
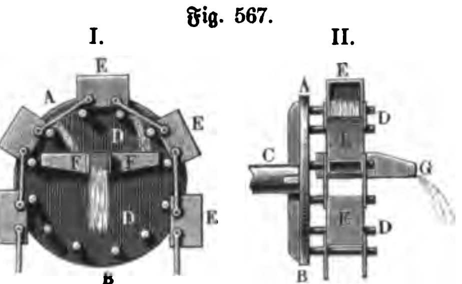


Fig. 567.



Die einfachste Eimerkunst oder sogenannte Noria ist schon aus Thl. II. bekannt. Dort wurde sie als eine Umtriebsmaschine dargestellt, indem man annahm, daß diese Maschine *ABD*, Fig. 566, durch oben zufließendes und auf der einen Seite in den Eimern niedersinkendes Wasser in Umdrehung

gesetzt wird; wenn man aber dem oberen Rade durch eine andere Kraft die entgegengesetzte Umdrehung giebt und die Maschine so tief ins Wasser taucht, daß sich die unter dem unteren Rade weglaufenden Eimer D mit Wasser füllen können, so wird das letztere bei dem Aufsteigen der Eimer mitgenommen und gelangt oben zum Ausgusse, indem die Eimer über dem oberen Rade C weglaufen. Obgleich diese Art der Wasserhebung sehr vollkommen zu sein scheint, so hat man doch auch bei ihrer Anwendung mit mehreren Uebelständen zu kämpfen. So setzt z. B. die Luft in den Gefäßen, zumal wenn dieselben senkrecht ins Wasser eintauchen, dem Eintritte desselben leicht Hindernisse entgegen, und es ist auch das Entleeren der Gefäße nicht leicht ohne Zurückfallen einer ansehnlichen Menge Wasser zu bewirken. Hierzu kommt noch, daß das Wasser zum Theil auf eine beträchtlich größere Höhe gehoben werden muß, als diejenige ist, in der es aufgefangen wird. Auch fordert das ungestörte Einschöpfen und Ausgießen des Wassers, sowie das regelrechte Auflegen der Kettenglieder auf die Räder oder Trommeln, daß diese Maschine nur langsam umgehe.

Fig. 568.

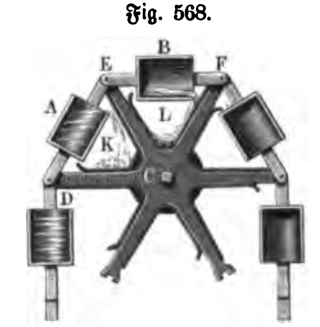


Fig. 569.



Die Art und Weise wie eine Noria durch ein umlaufendes Rad mit Triebstöcken in Bewegung gesetzt, und wie das Wasser aus den Gefäßen ausgegossen und aufgefangen wird, ist aus Fig. 567, I. und II. (a. v. S.) zu ersehen, wo AB das mit der Axe C umlaufende Rad, D die aus der Stirnfläche desselben hervorstehenden Triebstöcke, E die kastenförmigen Gefäße und F den Trog zum Auffangen des Wassers, sowie G das Gerinne zum Ableiten desselben vorstellen.

Um das Wasser bei seinem Ausgießen aufzufangen, stellt man auch wohl durch zwischen je zwei Triebstöcke oder Radarme eingesetzte und mit dem Rade fest verbundene Bleche Gerinne her, welche das Wasser seitwärts in einen Trog leiten. Das obere Ende einer solchen Schöpfmaschine führt Fig. 568 vor Augen. Diese Maschine besteht aus zwei Ketten, welche die Gefäße *A*, *B* u. s. w. zwischen sich fassen, und sich mittelst ihrer Bolzen auf die gegabelten Enden der Radarme *D*, *E*, *F* ... stützen. Die Räume *K*, *L* u. s. w. zwischen den beiden Rädern der oberen Welle und zwischen je zwei Armen eines und desselben Rades sind durch Blechwände begrenzt, und dienen zur Aufnahme und zur Weiterführung des ausgegossenen Wassers.

Eine andere Noria, welche in Frankreich häufig angewendet und zuerst von Gateau construirt worden ist, zeigt Fig. 569. Dieselbe besteht aus Blecheimern wie *A* u. s. w. von 0,3 m Höhe, 0,15 m Breite und 0,24 m Länge, welche oben neben dem schrägen Boden eine größere Seitenöffnung *a* zum Einschöpfen und Ausgießen des Wassers, und unten ein kleines durch ein Klappventil bedecktes Loch *b* zum Ein- und Abführen der Luft enthalten. Beim Aufsteigen der Gefäße sind natürlich die Ventile geschlossen, und wenn die Gefäße oben über das Rad weglaufen, so öffnen sich die Ventile durch ihr eigenes Gewicht, und lassen die zum Abfließen des Wassers nöthige Luft in die Gefäße. Wenn die letzteren in das Unterwasser *HR* tauchen, so strömt die durch das eindringende Wasser verdrängte Luft durch die Ventilöffnungen wieder ab. Um das gehobene Wasser mittelst des Troges gut auffangen zu können, ist unterhalb des oberen Rades *B* ein zweites Rad *D* angebracht, welches die niedergehende Kette so weit zurückdrängt, daß die Rinne nahe unter das ausgießende Gefäß gerückt werden kann.

Anmerkung. In welcher Weise die Eimerketten zum Heben von lockeren körnerartigen Stoffen bei den Elevatoren der Mahlmühlen, sowie zum Heben von Sand, Schlamm u. s. w. bei den Baggermaschinen zur Verwendung kommen, wurde bereits im ersten Capitel näher besprochen.

Schaufelwerke. Die Schaufelwerke werden, da sie transportabel sind, und auch bei unreinem Hubwasser noch gut arbeiten, nicht selten angewendet, um das Grundwasser aus mäßigen Tiefen von 2 bis 3 m emporzuheben. Sie bestehen in der Hauptsache aus einer doppelten Kette ohne Ende, mit rectangulären Holzschaufeln von 20 bis 40 mm Dicke, 0,3 bis 0,4 m Länge und 0,15 bis 0,20 m Höhe, welche rechtwinkelig auf den Kettengliedern und zwar mitten zwischen den Gelenken derselben befestigt sind. Die Länge der Kettenglieder, und folglich auch der Abstand je zweier Schaufeln von einander, ist ebenfalls 0,15 bis 0,20 m, und die Getriebe oder Kettenräder, über welche die Doppelkette läuft, haben meist sechs Trieb- §. 124.

stöcke, zuweilen aber auch acht oder mehr radial stehende Zinken, worauf die Gelenke der Kettenglieder zu liegen kommen. Die emporsteigende Schaufelkette zieht sich durch einen parallelepipedischen Lutten, die sogenannte Steigrinne, und hat darin am oberen Rande und an den Seiten der Schaufeln einen Spielraum von 8 bis 12 mm; die niedergehende Schaufelkette stützt sich entweder auf ein bloßes Laufbrett oder auf eine oben offene Laufrinne. Die Länge dieser Rinne beträgt bis zu 10 m und ihre Neigung gegen den Horizont 10 bis 30 Grad. Die Bewegung dieser Maschine geht von der Welle des oberen Kettenrades aus und wird meistens mittelst Kurbeln durch Menschenhände hervorgebracht. Will man die Maschine durch Pferde mittelst eines Göpels in Bewegung setzen, so versieht man die stehende Welle des letzteren mit einem gezahnten Rade, und die Welle des oberen Kettenrades mit einem gezahnten Getriebe, und läßt diese Räder in einander eingreifen. Ganz auf ähnliche Weise trifft man auch die Anordnung, wenn das Schaufelwerk entweder durch ein Wasserrad oder durch ein Windrad in Umdrehung gesetzt wird.

Die Einrichtung eines gewöhnlichen Schaufelwerkes ist aus Fig. 570, und zwar zum Theil in der äußeren Längenansicht und zum Theil im Längendurchschnitt zu ersehen. Es ist A die aufsteigende und B die niedergehende Schaufelkette, sowie C das obere nur mit vier Triebstöcken ausgerüstete und mittelst der Kurbel D in Umdrehung zu setzende Getriebe. Ferner sieht man in EE die Steig- und in FF die Laufrinne, sowie in G die Ableitungsrinne, und in EF die Zwingen, durch welche die beiden ersteren Rinnen mit einander verbunden sind. Um der Maschine die der Steighöhe des Wassers entsprechende Neigung geben zu können, hängt man die am unteren Ende angebrachte Zwinge HK, welche die Lager der unteren Kettenrolle aufnimmt, vermittelst eines Seiles oder einer Kette an den mit Sperrrad versehenen Haspel M. Auch ordnet man, um die Schaufelkette gehörig anspannen zu können, die Lager der oberen Kettenrolle auf einem verschieblichen Schlittenstücke NN an, welches mit der sogenannten Scheere S, d. h. dem Kopfe der Steigrinne E durch eine Zahnstange und eine Sperrklinke verbunden ist.

Derartige Schaufelwerke hat man auch zum Baggern beim Vorhandensein eines schlammigen, breiartigen Schlickbodens zur Anwendung gebracht, in welchem Falle sie wohl den Namen der Moddermühlen führen. Eine sehr schöne Dampfbaggermaschine dieser Art, welche von der Maschinenfabrik Waltjen in Bremen für den Geestemünder Hafen gebaut ist, findet sich veröffentlicht in Wiebe's Skizzenbuch f. d. Ing. u. Maschinenbauer, Heft 32 und 33.

Bei der Scheibenkunst, Fig 571, trägt die Kette statt der Schaufeln kreisrunde Scheiben oder Kolben, und es steigt dieselbe in einer vertical stehenden cylindrischen Röhre, der sogenannten Steigröhre, AB empor.

Fig. 571.

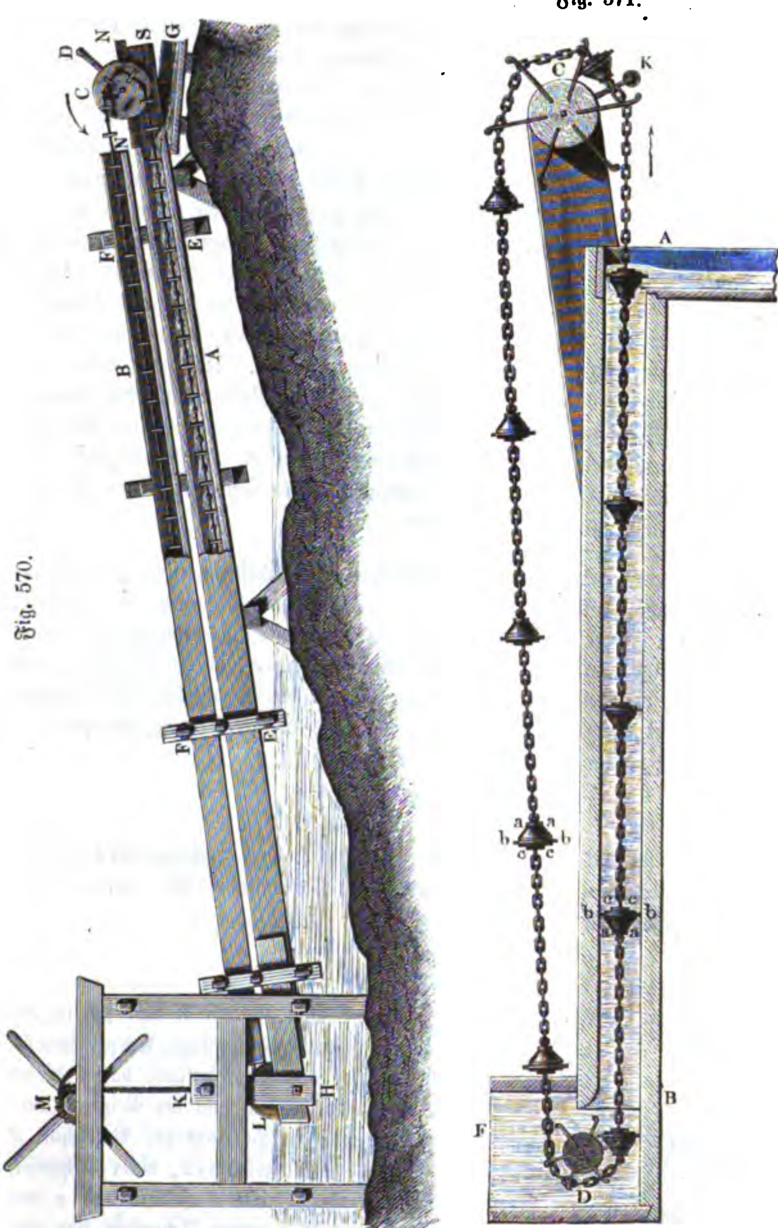


Fig. 570.

Es besteht eine solche Scheibe aus dem hölzernen Stocke oder Kolben a, einer darauf liegenden Lederscheibe b, welche mit einer Mischung von Talg, Oel und Theer getränkt wird, einer eisernen Deckplatte c und einer durch das Ganze hindurchgehenden Spindel, welche beiderseits mit der Kette verbunden wird. Die Scheibenkette liegt an beiden Enden über den gabelförmigen Armenden der Räder C und D, von denen das obere mittelst einer Kurbel K in Umdrehung gesetzt wird, wobei die Kette in der durch den Pfeil angegebenen Richtung in Bewegung geräth, und die Scheiben Wasser aus dem mit dem Sumpfe in Communication stehenden Kasten F in der Steigröhre emporführen und oben durch das Rohr A ausgießen. Man giebt der Steigröhre eine Weite von 0,12 bis 0,15 m, macht die Durchmesser der Lederscheiben, um eine große Reibung zu vermeiden, etwa 3 mm kleiner und läßt sie 0,80 bis 1 m von einander abstehen. Um ohne bedeutende Vergrößerung der Reibung der Scheiben an der Röhrenwand das Zurückfallen des Wassers so viel als möglich zu vermeiden, bedient man sich statt der hölzernen Steigröhren auch solcher von Eisen, oder läßt wenigstens das untere Ende derselben aus einer eisernen Röhre bestehen, in welches die Lederscheiben genau eingepaßt werden.

§. 125. **Leistung der Paternosterwerke.** Die Leistung eines Paternosterwerkes läßt sich wie folgt berechnen. Ist V das Volumen des Wassers, welches ein Eimer oder eine Schaufel u. s. w. mit sich empornimmt, ferner n die Anzahl der Triebstöcke, Arme oder Gabeln des oberen Getriebes, auf welche sich die Gelenke der Kette legen, und u die Anzahl der Umdrehungen dieses Getriebes per Minute, so hat man das Wasserquantum, welches diese Maschine per Secunde hebt:

$$Q = \frac{n\,u}{60}\,V.$$

Wird nun das Wasser auf die senkrechte Höhe h emporgehoben, so hat man folglich, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse, den nöthigen Arbeitsaufwand per Secunde:

$$L = Q\,h\,\gamma = \frac{n\,u}{60}\,V\,h\,\gamma.$$

Fig. 572.



Das Wasservolumen V läßt sich in der Regel als ein prismatischer Körper berechnen. Bei der Schaufelkunst hängt dieses Volumen vorzüglich von der Neigung derselben gegen den Horizont ab. Bezeichnet d die Höhe AH, Fig. 572, einer Schaufel, ferner b die Breite derselben und e den Abstand AB je zweier Schaufeln von ein-

ander, so hat man bei dem Neigungswinkel $ACH = RHD = \alpha$ der Steigrinne gegen den Horizont das Wasservolumen einer Schaufel:

$$V = b\,(AB\,.\,AH - \tfrac{1}{2}\,HD\,.\,DR)$$
$$= b\,(d\,.\,e - \tfrac{1}{2}\,e\,.\,e\,tang\,\alpha) = b\,e\,(d - \tfrac{1}{2}\,e\,tang\,\alpha).$$

Diese Formel gilt jedoch nur so lange als der Wasserspiegel HR zwischen je zwei Schaufeln beide Schaufeln trifft; schließt sich aber derselbe einerseits (bei C) an den Boden der Steigrinne an, ist also $AC < AB$, d. h. $d\,cotg\,\alpha < e$, so bildet der Querschnitt des Wasserkörpers zwischen zwei Schaufeln nicht mehr ein Trapez $AHRB$, sondern ein Dreieck AHC von der Grundlinie $AC = d\,cotg\,\alpha$, und es ist folglich dann:

$$V = \tfrac{1}{2}\,d^2\,b\,cotg\,\alpha.$$

Bei den Scheibenkünsten mit verticaler Steigröhre ist das Volumen $V = Ge$, wenn G den Querschnitt einer Scheibe und e den inneren Abstand der benachbarten Scheiben von einander bezeichnet.

Das wirklich gehobene Wasserquantum ist allerdings noch etwas kleiner; es geht hiervon erstens der Raum V_1 ab, welchen die Kettenglieder zwischen je zwei Schaufeln oder Scheiben verdrängen, und zweitens das Wasserquantum, welches durch den Spielraum zwischen einer Schaufel oder Scheibe und der Rinne oder Röhre zurückfällt. Es ist dieser Verlust nur für eine und zwar nur für die jedesmalige oberste Schaufel in Rechnung zu bringen, weil das aus einer unteren Zelle abfließende Wasser durch den Zufluß aus der darüber befindlichen Zelle wieder ersetzt wird.

Bei einer Scheibenkunst berechnet sich dieser Wasserverlust wie folgt. Ist r der Durchmesser der Scheibe und r_1 der innere Durchmesser der Röhre, so hat man zunächst den Flächeninhalt des Spielraumes:

$$F = \pi\,(r_1^2 - r^2),$$

wofür aber auch annähernd

$$= 2\,\pi\,r\,s$$

gesetzt werden kann, wenn $s = r_1 - r$ die Breite des Spielraumes bezeichnet.

Ist z die veränderliche Höhe des Wassers über der ausgießenden (obersten) Scheibe und μ der dem Querschnitt F entsprechende Ausflußcoefficient (0,7), so folgt das Ausgußquantum während des Zeitelementes dt:

$$dW = \mu\,F\,\sqrt{2\,g\,z}\,.\,dt \text{ (s. Thl. I).}$$

Bewegt sich nun die Kette mit der Geschwindigkeit c und ist wieder der Abstand zwischen je zwei Scheiben $= e$, so hat man:

$$z = e - c\,t, \text{ daher } dz = -\,c\,dt, \text{ und } dt = -\,\frac{dz}{c}.$$

Hiernach folgt:

$$dW = \mu F \sqrt{2gz} \cdot \left(-\frac{dz}{c}\right) = -\frac{\mu F}{c}\sqrt{2g} \cdot z^{1/2} dz,$$

und daher:

$$W = -\frac{\mu F}{c}\sqrt{2g} \cdot {}^2/_3 z^{3/2} + Con.,$$

oder, da z von e allmälig bis 0 abnimmt, das ganze zurückfallende Wasserquantum einer Scheibe:

$$W = \frac{\mu F}{c}\sqrt{2g} \cdot {}^2/_3 e^{3/2} = {}^2/_3 \frac{\mu F e}{c}\sqrt{2ge}$$

(s. „Analytische Hülfslehren“ I, Art. 13).

Nun ist aber $\frac{e}{c}$ die Zeit t während des Ausgusses einer Schaufel, folglich läßt sich auch

$$W = {}^2/_3 \mu F t \sqrt{2ge},$$

und das zurückfallende Wasserquantum per Secunde:

$$\frac{W}{t} = Q_1 = {}^2/_3 \mu F \sqrt{2ge}$$

setzen.

Bei einer Schaufelkunst kann man annehmen, daß nur an den beiden Seiten der Schaufel Wasser zurückfällt, da der Wasserspiegel in einer Zelle nur bis zum oberen Rande der unteren Schaufel reicht und die letztere mit ihrem unteren Rande auf dem Bodenbrett der Steigrinne hingleitet. Die veränderliche Druckhöhe läßt sich hier, bei dem Neigungswinkel α der Rinne gegen den Horizont

$$z \sin \alpha,$$

und die veränderliche Mündungshöhe

$$z \tang \alpha$$

setzen. Ist daher s der Spielraum zwischen den Seitenrändern einer Schaufel und den Seitenbrettern der Rinne, so hat man (s. Bd. I):

$$dW = \mu \cdot 2 s z \tang \alpha \sqrt{2gz \sin \alpha} \cdot dt$$

$$= -2\mu \frac{s}{c} \tang \alpha \sqrt{2g \sin \alpha} \cdot z^{3/2} dz,$$

und hiernach:

$$W = -2\mu \frac{s}{c} \tang \alpha \sqrt{2g \sin \alpha} \cdot {}^2/_5 z^{5/2} + Con.$$

Das bestimmte Integral zwischen den Grenzen $z = e$ und $z = 0$ ergiebt daher

$$W = 2\mu \frac{s}{c} \tang \alpha \sqrt{2 g \sin \alpha} \, . \, {}^2/_5 \, e^{5/2}$$

$$= 2 \, . \, {}^2/_5 \, \mu \frac{e}{c} \, s \, e \tang \alpha \sqrt{2 g e \sin \alpha},$$

und daher das zurückfallende Wasser per Secunde:

$$Q_1 = \frac{W}{t} = \frac{W c}{e} = {}^4/_5 \, \mu \, s \, e \tang \alpha \sqrt{2 g e \sin \alpha}.$$

Die Kraft zur Bewegung eines Schaufelwerkes wird vorzüglich noch durch die Reibung der Schaufeln auf den Bodenbrettern beider Rinnen vergrößert. Ist R das Gewicht der armirten Schaufelkette (sammt Schaufeln) und bezeichnet φ den Reibungscoefficienten (nach Thl. I ist $\varphi = {}^1/_4$), so hat man die Reibung der Schaufelkette $= \varphi R \cos \alpha$.

Zu dieser Reibung gesellt sich noch die Zapfenreibung der beiden Getriebe und Reibung der Kettengewinde beim Auflegen auf die Getriebe und Abwickeln von denselben. Beide lassen sich nach den in Thl. I und III, 1 entwickelten Formeln berechnen.

Die Kraft in der Kettenaxe ist, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

$$P = \frac{L}{c} = \frac{n u}{60} \frac{V h}{c} \gamma,$$

oder, da der Abstand

$$e = c t = \frac{60}{n u} c, \text{ also } \frac{n u}{60} = \frac{c}{e} \text{ und } \frac{L}{c} = \frac{V h \gamma}{e}$$

ist, so folgt, mit Berücksichtigung der Schaufelreibung, vorausgesetzt, daß die Armlänge der Kurbel $= a$ und der mittlere Halbmesser des Getriebes $= b$ ist, die erforderliche Umdrehungskraft an der Kurbel:

$$P = \frac{b}{a}\left(\frac{L}{c} + \varphi R \cos \alpha\right) = \frac{b}{a}\left(\frac{V h \gamma}{e} + \varphi R \cos \alpha\right).$$

Anmerkung. Bei einem Schaufelwerke von gegebener Länge l giebt es eine gewisse Neigung α, wobei die Nutzleistung oder das Product aus dem Wasserquantum Q und der Steighöhe $h = l \sin \alpha$ ein Maximum ist. Setzt man das Wasserquantum per Secunde nach dem Obigen:

$$Q = \frac{n u}{60} V = \frac{n u}{60} b e \, (d - {}^1/_2 \, e \tang \alpha) = b c \, (d - {}^1/_2 \, e \tang \alpha),$$

so erhält man

$$Q h = b c l \sin \alpha \, (d - {}^1/_2 \, e \tang \alpha).$$

Dieser Werth ist mit $d \sin \alpha - {}^1/_2 \, e \tang \alpha \sin \alpha$ ein Maximum, für welches die Differentialrechnung den entsprechenden Werth für α mittelst der Gleichung ergiebt:

$$d \, . \cos \alpha - \frac{e}{2}\left(\tang \alpha \cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha^2}\right) = 0,$$

oder

$$tang^3 \alpha + 2\, tang\, \alpha = \frac{2d}{e}.$$

Hiernach hat man z. B. für $d = e$, $tang^3 \alpha + 2\, tang\, \alpha = 2$, und diesem entsprechend $\alpha = 37^0\, 38'$.

Beispiel. Bei einer Schaufelkunst ist die Breite einer Schaufel $b = 0{,}3$ m, die Höhe derselben $d = 0{,}15$ m, die innere Entfernung derselben von einander $e = 0{,}20$ m, ferner die Neigung der Schaufelkette gegen den Horizont $\alpha = 20^0$, die Steig- oder Hubhöhe des Wassers $h = 1{,}5$ m, der Spielraum der Schaufeln zwischen den Seiten und dem Steiggerinne $s = 10$ mm, die Anzahl der Triebstöcke oder Arme des oberen Getriebes $n = 6$, und die Anzahl der Umdrehungen desselben per Minute $u = 40$; es soll die durch diese Maschine zu hebende Wassermenge und der hierzu nöthige Arbeitsaufwand gefunden werden.

Ohne Rücksicht auf Verluste ist das gehobene Wasserquantum per Secunde:

$$Q = \frac{nu}{60}\, b\, e \left(d - \frac{1}{2}\, e\, tang\, \alpha\right) = \frac{6.40}{60} . 0{,}3 . 0{,}2\ (0{,}15 - 0{,}10\ tang\ 20^0)$$

$$= 0{,}24\ (0{,}15 - 0{,}0364) = 0{,}02726 \text{ cbm}.$$

Nimmt man an, daß das Kettenstück zwischen je zwei Schaufeln 0,2 Liter Wasser verdrängt, so wird hierdurch das per Secunde gehobene Wasserquantum um $0{,}0002 . \frac{nu}{60} = 0{,}0008$ cbm vermindert. Bringt man ferner das zurückfallende Wasserquantum zu

$$Q_1 = \frac{4}{5} \mu\, s\, e\, tang\, \alpha \sqrt{2 g e \sin \alpha} = \frac{4}{5}\, 0{,}7 . 0{,}010 . 0{,}2\, tang\, 20^0 . \sqrt{2 . 9{,}81 . 0{,}2 . \sin 20^0}$$

$$= 0{,}00047 \text{ cbm}$$

in Anschlag, so ergiebt sich die wirklich gehobene Wassermenge

$$Q = 0{,}02726 - 0{,}0008 - 0{,}00047 = 0{,}026 \text{ cbm}.$$

Die Geschwindigkeit der Schaufelkette ist bestimmt durch $c = \frac{nu}{60}\, e$, worin aber zur Erlangung einer größeren Genauigkeit für e der mittlere Schaufelabstand, oder der innere Schaufelabstand 0,2 m plus Schaufelstärke 0,025 m, also im Ganzen 0,225 m einzusetzen ist. Es folgt hiernach:

$$c = 4 . 0{,}225 = 0{,}9 \text{ m}.$$

Der nöthige Arbeitsaufwand ist:

$$L_0 = Q\, h\, \gamma = 0{,}02726 . 1{,}5 . 1000 = 40{,}9 \text{ mkg},$$

also die Kraft

$$P = \frac{L_0}{c} = \frac{40{,}9}{0{,}9} = 45{,}5 \text{ kg}.$$

Die Länge einer Kette ist reichlich $\frac{h}{\sin \alpha} = \frac{1{,}5}{\sin 20} = 4{,}38$ m, setzt man jedoch dieselbe 6, also die Länge beider Ketten zusammen 12 m, so erhält man die Anzahl aller Schaufeln derselben:

$$12 : 0{,}225 = \backsim 54,$$

wiegt ferner eine Schaufel sammt dem zugehörigen Kettenstücke 2 kg, so hat die

ganze Schaufelkette das Gewicht $R = 2.54 = 108$ kg, und es ist die entsprechende Reibung derselben auf den Gerinnböden

$$\varphi R \cos 20^0 = \frac{1}{4}\, 108 \,.\, 0{,}940 = 25{,}4 \text{ kg}.$$

Hiernach ist nun die Gesammtlast

$$45{,}5 + 25{,}4 = 70{,}9 \text{ kg},$$

und ist nun das Verhältniß $\frac{b}{a}$ des Getriebehalbmessers b zur Kurbellänge a $= \frac{3}{4}$, so folgt die nöthige Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{3}{4}\, 70{,}9 = 53{,}2 \text{ kg},$$

ferner die Geschwindigkeit derselben:

$$\frac{a}{b}\, c = \frac{4}{3}\, 0{,}9 = 1{,}2 \text{ m},$$

und daher die gesammte Arbeit:

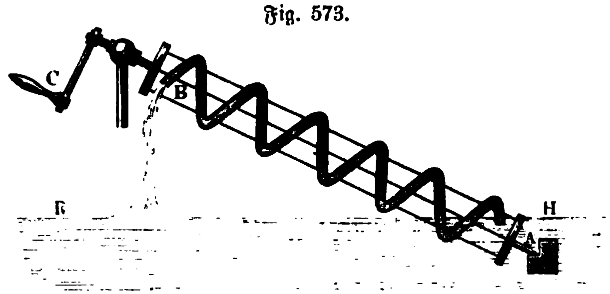
$$L = 53{,}2 \,.\, 1{,}2 = 63{,}8 \text{ mkg},$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{L_0}{L} = \frac{40{,}9}{63{,}8} = 0{,}641.$$

§. 126. **Archimedische Wasserschnecke.** Eine der ältesten Wasserhebungsmaschinen ist die Archimedische Wasserschnecke. Dieselbe besteht der Hauptsache nach aus einer Röhre, welche um eine gegen den Horizont geneigte Axe AB, Fig. 573, schraubenförmig gewunden ist, und an der Dre-

Fig. 573.



hung dieser Axe Theil nimmt. Sind die Steigung dieser Schraube und der Neigungswinkel der Axe so gewählt, daß die Schraubengänge nicht in allen Punkten aufwärts gerichtet sind, sondern in einzelnen Theilen fallen, so ist jeder untere Theil dieser Schraubengänge zur Aufnahme eines gewissen Wasservolumens V geeignet, so daß das schraubenförmige Rohr eine mit der Anzahl der Windungen gleiche Zahl von Zellen oder Gefäßen zur Aufnahme von Wasser bildet. Man kann diese Wasserquanten als eben so viele Muttern der Schraube ansehen, woraus sich ohne Weiteres ergiebt, daß bei jeder

Umdrehung der Axe sämmtliche Wasserquanten in den wasserhaltenden Bögen um eine Ganghöhe s der Schraube in deren Axenrichtung emporgehoben werden. Wenn daher die Schraube so aufgestellt wird, daß die untere Rohrmündung bei A bis zu einer gewissen Tiefe in das Wasser HR eintaucht, so daß die Schraube bei jeder Umdrehung das für eine solche Zelle erforderliche Wasservolumen V aufnehmen kann, so erkennt man, wie bei stetiger Umdrehung der Axe aus der oberen Rohrmündung B das Wasser in gleicher Art austreten muß, und zwar bei jeder Umdrehung ein Quantum gleich dem Fassungsraume V einer der besagten Zellen. Diese Größe V hängt, außer von dem Querschnitte F der Röhre oder Schlange, von der Länge l des wasserhaltenden Bogens ab, und kann, wenn die Weite der Röhre im Vergleiche mit dem Durchmesser des Cylinders, um welchen sie gewunden ist, nur klein ist, genau genug zu $V = Fl$ angenommen werden.

Besteht die Maschine nur aus einer Schraube, und macht sie u Umdrehungen pro Minute, so ist das gehobene Wasserquantum in der Secunde zu

$$Q = \frac{u}{60} V = \frac{u}{60} Fl$$

gegeben, während für eine mehrgängige Schraube, bei welcher etwa n gleiche Röhren parallel neben einander zu eben so vielen Schlangen gewunden sind, das Wasserquantum zu

$$Q = \frac{nu}{60} V = \frac{nu}{60} Fl,$$

und das theoretische Arbeitsquantum zu

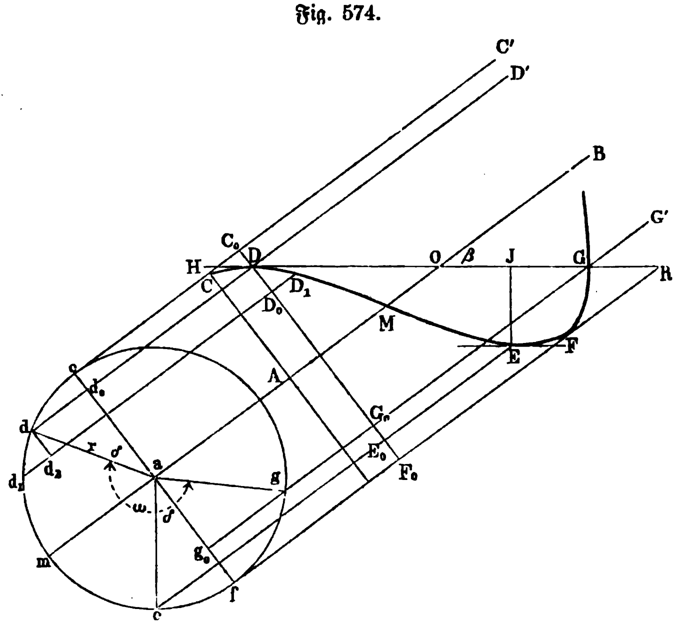
$$L = Qh\gamma = \frac{nu}{60} Vh\gamma = \frac{nu}{60} Flh\gamma$$

sich bestimmt. Hierin bedeutet h die ganze Förderhöhe $h = zs \tang \beta$, wenn z die Anzahl der Windungen jeder Schlange, s die Ganghöhe derselben, und β den Neigungswinkel der Schraubenaxe gegen den Horizont darstellt.

Die Länge l eines wasserhaltenden Bogens zu bestimmen, sei mit r der Halbmesser der Schraubenlinie bezeichnet, in welcher die Axe des Rohres gewunden ist, und unter α der constante Steigungswinkel verstanden, unter welchem diese Schraubenlinie gegen eine zur Schraubenaxe normale Ebene (Umdrehungsebene) geneigt ist. Dieser Winkel α stellt daher auch bei einer zunächst vorausgesetzten verticalen Lage der Schraubenaxe den Fallwinkel vor, unter welchem die Schraubenlinie in jedem Punkte gegen den Horizont abfällt. Denkt man sich nunmehr die Schraube gegen den Horizont geneigt, bis ihre Axe AB, Fig. 574, mit diesem einen Winkel $BOR = \beta$ bildet,

so wird die Neigung der Schraubenlinie gegen den Horizont HR dadurch ebenfalls geändert, und zwar für verschiedene Punkte in verschiedenem Grade und Sinne. Dadurch kann die Schraubenlinie in einem gewissen Punkte D, dessen Projection auf die Querschnittsebene durch d bezeichnet sein möge, eine horizontale Richtung annehmen, und es soll die Bedingung ermittelt werden, unter welcher dies der Fall sein wird. Es möge unter δ der Mittel-

Fig. 574.



punktswinkel $c\,a\,d$ verstanden werden, um welchen der Punkt D von der im Scheitel des Cylinders gedachten Seite $C\,C'$ absteht, und es sei $D\,D_1$ ein unendlich kleines Schraubenelement, dessen Projection auf die Querschnittsebene $d\,d_1 = r\,.\,\partial\,\delta$ ist. Denkt man durch den Punkt D eine Ebene $D\,D_0$ senkrecht zur Axe des Cylinders, so hat man offenbar die axiale Ansteigung $D_0\,D_1$ des Schraubenelementes

$$D_0\,D_1 = d\,d_1\;tang\,\alpha.$$

Wegen der vorausgesetzten horizontalen Lage des Elementes $D\,D_1$ ist aber, wie sich durch Betrachtung der Figur leicht ergiebt, auch

$$D_0\,D_1 = d\,d_2\;cotg\,\beta = d\,d_1\;sin\,\delta\;cotg\,\beta.$$

Man erhält daher durch Gleichsetzung dieser beiden Ausdrücke für $D_0\,D_1$:

$$tang\,\alpha = sin\,\delta\;cotg\,\beta$$

oder

$$sin\,\delta = tang\,\alpha\;tang\,\beta \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (1)$$

Dieser Ausdruck liefert für eine bestimmte Schraube, d. h. für einen gegebenen Steigungswinkel α und eine angenommene Neigung β gegen den Horizont zwei Nebenwinkel δ, vorausgesetzt, daß $tang\,\alpha\; tang\,\beta < 1$ sei. In dem Grenzfalle $tang\,\alpha\; tang\,\beta = 1$ folgt offenbar $\delta = 90^0$, d. h. die horizontale Richtung der Schraubenlinie stellt sich in dem Punkte M ein. Da von diesem Punkte M aus also die Schraube nach der einen Seite steigt, nach der anderen Seite fällt, so ist leicht zu ersehen, daß für diesen Grenzfall $tang\,\alpha\; tang\,\beta = 1$, d. h. für $\alpha + \beta = 90^0$ die Schraube zum Wasserfördern nicht brauchbar sein kann, indem dabei die besagten zellenförmigen, das Wasser zurückhaltenden Räume gar nicht auftreten. Es gilt also zunächst für die Wirksamkeit jeder Wasserschraube die Bedingung, daß die Summe des Steigungswinkels der Schraube, und des Neigungs- oder Standwinkels der Axe kleiner als 90° sein muß.

Diese Bedingung vorausgesetzt, erhält man aus $tang\,\alpha\; tang\,\beta = sin\,\delta$ zwei Winkel δ und $180^0 - \delta$, in welchen die Schraubenlinie horizontale Tangenten hat. Diese beiden Punkte sind in der Figur mit D und E bezeichnet, und man erkennt leicht, daß in jedem dieser Punkte die horizontale Tangente der Schraubenlinie den Uebergang zwischen einem Steigen der letzteren einerseits und einem Fallen andererseits vermittelt. Aus dieser Betrachtung folgt dann weiter, daß die Schraubenlinie einen wasserhaltenden, sackförmigen Bogen bilden muß, welcher in D beginnt und in E seinen tiefsten Punkt erreicht, wenn man voraussetzt, daß die Schraube bis zu dem Punkte D in das Wasser eingetaucht wird. Wenn daher $C_0 F_0$ das untere Ende der Schraube bezeichnet, so hat man für die senkrechte Höhe des Scheitels C_0 über dem Wasserspiegel HR den Ausdruck

$$C_0 D\; cos\,\beta = r\,(1 - cos\,\delta)\; cos\,\beta.$$

Der wasserhaltende Bogen muß sich nun bis zu dem Durchschnittspunkte G erstrecken, in welchem der durch D gedachte horizontale Wasserspiegel HR die Schraubenlinie schneidet. Um diese Länge l des wasserhaltenden Bogens $DMEFG$ durch Rechnung zu ermitteln, sei der zugehörige Centriwinkel $dag = \omega$ gesetzt. Man hat dann für die axiale Ansteigung $G_0 G$ des wasserhaltenden Bogens wie oben für $D_0 D_1$ zwei Ausdrücke, nämlich wegen der Schraubensteigung:

$$G_0 G_1 = deg\; tang\,\alpha = r\,\omega\; tang\,\alpha,$$

und wegen der Axenneigung:

$$G_0 G_1 = d_0 g_0\; cotg\,\beta = r\,[cos\,\delta - cos\,(\omega + \delta)]\; cotg\,\beta.$$

Durch Gleichsetzung dieser Werthe erhält man daher unter Berücksichtigung von (1):

$$\cos\delta - \cos(\omega + \delta) = \omega \tang\alpha \tang\beta = \omega \sin\delta \ . \ . \ . \ (2)$$

Aus dieser Gleichung läßt sich für eine bestimmte Schraube, d. h. für einen bekannten Werth von δ durch Annäherung der Winkel ω finden, und man hat dann die Länge l des wasserhaltenden Bogens DEG der Figur zufolge

$$l = \frac{r\omega}{\cos\alpha}.$$

Während der Umdrehung der Schraube um ihre Axe AB ändert sich weder die Größe noch die Gestalt des wasserhaltenden Bogens; denn es rückt derselbe hierbei allmälig so empor, daß sich alle, und folglich auch die Endpunkte desselben in mit der Axe AB parallelen Linien DD', GG' ... fortbewegen. Da von der ganzen Länge $\frac{2\pi r}{\cos\alpha}$ eines Schraubenganges nur der Theil $\frac{\omega r}{\cos\alpha}$ mit Wasser erfüllt ist, so bleibt für die Luft noch die Bogenlänge:

$$l_1 = \frac{2\pi r}{\cos\alpha} - \frac{\omega r}{\cos\alpha} = \frac{2\pi - \omega}{\cos\alpha} r$$

übrig.

Während einer Umdrehung beschreibt die Einmündung der Schlange nur einen Bogen $2cd = 2\delta r$ in der Luft, es wird daher auch hierbei von derselben nur ein Luftbogen $\frac{2\delta r}{\cos\alpha}$ eingenommen, und es kann sich folglich derselbe, sowie die Einmündung der Schlange wieder unter das Wasser getreten ist, nur auf Kosten der Dichtigkeit der in derselben eingeschlossenen Luft verlängern. Da mit einer solchen Ausdehnung oder Dichtigkeitsverminderung der Luft auch eine Verminderung der Pressung derselben verbunden ist, so wird dadurch der Gleichgewichtszustand des wasserhaltenden Bogens gestört, und in Folge dessen ein Theil Wasser desselben in den verdünnten Luftbogen zurückfließen. Um die dadurch herbeigeführten Störungen in dem regelmäßigen Aufsteigen des Wassers zu vermeiden, versieht man entweder die Schlange längs ihrer ganzen Erstreckung mit vielen feinen Löchern, durch welche die zur Ausfüllung des Bogens l_1 nöthige Luft zugeführt, allerdings aber auch ein kleiner Theil des Wassers aus dem Bogen l abgeführt wird, oder man giebt der Schlange eine Weite, wobei die sämmtlichen Luftbögen einer Schlange mit einander communiciren und folglich die fehlende Luft durch Zufluß von oben nach unten ersetzt werden kann. Diese Weite d ist mindestens gleich der senkrechten Höhe EJ des wasserhaltenden Bogens DEG, und folglich nach der Figur bestimmt durch

$$d = DE_0 \cos\beta - E_0E \sin\beta$$
$$= 2r \cos\delta \cos\beta - r(\pi - 2\delta) \tang\alpha \sin\beta.$$

In dem letzteren Falle, sowie überhaupt bei weiteren Schlangen, kann man natürlich den Querschnitt F des Wasserbogens nicht gleich $\frac{\pi d^2}{4}$ setzen, sondern es ist nöthig, daß man einen Mittelwerth desselben ausmittele, um hieraus den Fassungsraum $V = Fl$ berechnen zu können. Hierbei kann man sich mit Vortheil der Simpson'schen Regel bedienen, nachdem man den abgewickelten Cylindermantel, sammt dem wasserhaltenden Bogen DEG und der horizontalen Wasserlinie DJG auf das Papier aufgetragen und die Abstände dieser beiden Linien von einander an verschiedenen Stellen derselben ausgemessen hat.

Damit sich der Bogen DEG auch wirklich mit Wasser anfüllen könne, ist nöthig, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit klein sei.

Beispiel. Wenn bei einer Wasserschnecke der Windungswinkel $\alpha = 30^0$ und der Standwinkel $\beta = 35^0$ beträgt, so ist für den vortheilhaftesten Eintauchungswinkel δ:

$$\sin \delta = \tang \alpha \tang \beta = \tang 30^0 \tang 35^0 = 0{,}4043,$$

folglich $\delta = 23^0 51'$; ferner ist für den Centriwinkel ω, welcher dem wasserhaltenden Bogen entspricht:

$$\omega \sin \delta + \cos (\delta + \omega) = \cos \delta,$$

$$\omega \sin 23^0 51' + \cos (23^0 51' + \omega) = \cos 23^0 51',$$

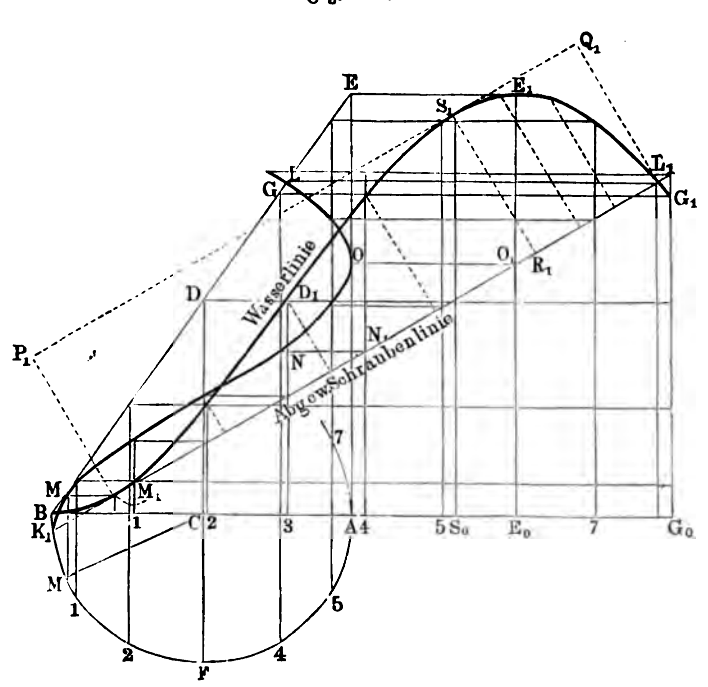
d. i. $0{,}4043\, \omega + \cos (23^0 51' + \omega) = 0{,}91461$. Hieraus folgt $\omega^0 = 211^0 4'$, und daher die Länge des wasserhaltenden Bogens:

$$l = \frac{\omega r}{\cos \alpha} = \frac{3{,}6839\, r}{\cos 30^0} = 4{,}254\, r.$$

Die Winkel δ und ω lassen sich auch leicht construirend finden, wenn man den Cylindermantel sammt der elliptischen Begrenzung des Wasserspiegels und der schraubenförmigen Schlangenaxe auf die Ebene des Papieres abwickelt. Es stelle in Fig. 575 AB die Basis, CD die Axe und BE den von dem Wasserspiegel gebildeten (die Basis unter dem Winkel $ABE = 90^0 - \beta = 90 - 35^0 = 55^0$ schneidenden) elliptischen Schnitt des Cylinders, um welchen die Axe der Schlange gewunden ist, vor. Macht man $BE_0 = \pi r$ gleich dem halben Umfange AFB der Basis des Cylinders, theilt man ferner sowohl den zu diesem Zwecke umgeklappten Halbkreis AFB als auch die Gerade BE_0 in (6) gleiche Theile, zieht hierauf durch die Theilpunkte (1, 2, 3 ...) beider Linien Verticalen und endlich durch die mittelst des ersten Liniensystemes erhaltenen Durchschnittspunkte (1, 2, 3 ...) mit dem Schnitte BE Horizontalen, so schneiden sich diese mit dem zweiten Liniensysteme in einer Curve $BM_1D_1E_1G_1$, welche nichts weiter als die abgewickelte elliptische Wasserlinie, und überhaupt eine unter dem Namen Sinusoide bekannte Curve ist. Legt man nun eine Gerade K_1L_1 so, daß sie die Basis AB unter dem gegebenen Steigwinkel α (30^0) schneidet und die letzte Curve in einem Punkte M_1 berührt, so ist diese die gesuchte abgewickelte Schraubenlinie, aus welcher sich die Projection $MNOL$ der Schraubenlinie bestimmt, wenn man von den Durchschnitten $M_1, N_1, O_1, L_1 \ldots$ der Transversalen K_1L_1 mit dem abgewickelten verticalen Liniensysteme Horizontalen M_1M, N_1N,

$O_1 O$, $L_1 L$ ... bis zum Durchschnitte mit dem verticalen Liniensysteme im Umfange des Cylinders AFB zieht. Die Linie $M_1 L_1$ vom Berührungspunkte M_1 bis zum Durchschnittspunkte L_1 zwischen der abgewickelten Wasserlinie und der abgewickelten Schraubenlinie ist nun die wahre Länge des wasserhaltenden Bogens, und zeichnet man über dieselbe ein Rechteck, dessen Höhe $M_1 P_1 = L_1 Q_1 =$ der Weite der Schlange ist, so erhält man in demselben den abgewickelten verticalen

Fig. 575.



Axenschnitt dieser Röhre, während der Raum zwischen $M_1 N_1 O_1 L_1$ und $M_1 D_1 E_1 L_1$ den abgewickelten verticalen Axenschnitt des Wasserkörpers in dieser Röhre darstellt. Die Abstände der Punkte D_1, E_1 u. s. w. von $M_1 L_1$ sind die Höhen von den kreissegmentförmigen Querschnitten dieses Wasserkörpers; es lassen sich daher auch die letzteren mit Hülfe der ersteren bestimmen, und man erhält endlich das Volumen dieses Körpers, wenn man das Mittel aus allen diesen Querschnitten mit der Länge $M_1 L_1 = l$ des ganzen Körpers multiplicirt. Die nach dem Maßstabe richtig ausgeführte Zeichnung giebt uns

$$l = M_1 L_1 = M_1 R_1 + R_1 L_1 = 3{,}30\, r + 0{,}95\, r = 4{,}25\, r,$$

also ziemlich dasselbe wie die Rechnung; ferner ist die größte Tiefe $S_1 R_1$ der Schraube unter dem Wasserspiegel $R_1 S_1 = 1{,}1\, r$. Damit die Luftbögen alle unter sich communiciren, geben wir der Schlange dieselbe Weite, machen also

$d = M_1 P_1 = L_1 Q_1$ ebenfalls $= 1{,}1\,r$. Theilen wir das Bogenstück $M_1 R_1$ in vier und das Bogenstück $R_1 L_1$ in drei gleiche Theile, und ziehen wir durch die dadurch bestimmten Theilpunkte noch andere Abstände zwischen $M_1 D_1 E_1 L_1$ und $M_1 N_1 O_1 L_1$ parallel zu $R_1 S_1$, so erhalten wir noch die nöthigen Data zur Bestimmung des Wasserraumes einer Schlangenwindung. Es sind die eingeschalteten Höhen:

$$\underbrace{0{,}20\,r;\ 0{,}55\,r;\ 0{,}90\,r}_{\text{zwischen } M_1 \text{ und } R_1 S_1},\quad \underbrace{1{,}04\,r;\ 0{,}80\,r}_{\text{zwischen } R_1 S_1 \text{ und } L_1},$$

oder, wenn man den Halbmesser $r_1 = \frac{d}{2} = \frac{1{,}1\,r}{2} = 0{,}55\,r$ des Röhrenquerschnittes zur Einheit annimmt:

$$0{,}364\,r_1;\ 1{,}000\,r_1;\ 1{,}636\,r_1 \text{ und } 1{,}891\,r_1;\ 1{,}454\,r_1.$$

Nach der entsprechenden Segmenttafel des „Ingenieurs" sind die Inhalte der diesen Höhen entsprechenden Kreissegmente:

$$0{,}375\,r_1^2;\ 1{,}571\,r_1^2;\ 2{,}751\,r_1^2 \text{ und } 3{,}075\,r_1^2 \text{ und } 2{,}446\,r_1^2.$$

Durch Anwendung der Simpson'schen Regel bestimmt sich nun das Wasservolumen des Röhrenstückes $M_1 R_1$:

$$3{,}30\,r\,.\,(0 + 4\,.\,0{,}375 + 2\,.\,1{,}571 + 4\,.\,2{,}751 + 3{,}142)\,\frac{r_1^2}{12} = 5{,}167\,r\,r_1^2,$$

und das des Röhrenstückes $R_1 L_1$:

$$0{,}95\,r\,(3{,}142 + 3\,.\,3{,}075 + 3\,.\,2{,}446 + 0)\,\frac{r_1^2}{8} = 2{,}340\,r\,r_1^2,$$

und es ist folglich der Inhalt des ganzen Wasservolumens eines Schlangenganges:

$$V = 5{,}167\,r\,r_1^2 + 2{,}340\,r\,r_1^2 = 7{,}507\,r\,r_1^2 = 7{,}507\,.\,(0{,}55)^2\,r^3$$
$$= 7{,}507\,.\,0{,}3025\,.\,r^3 = 2{,}27\,r^3.$$

Hätte nun die Strecke n = vier Schlangen, und würde dieselbe per Minute 20 Mal umgedreht, so wäre das von derselben gehobene Wasserquantum per Secunde:

$$Q = \frac{n\,u}{60}\,V = \frac{4\,.\,20}{60}\,2{,}27\,r^3 = 3{,}03\,r^3,$$

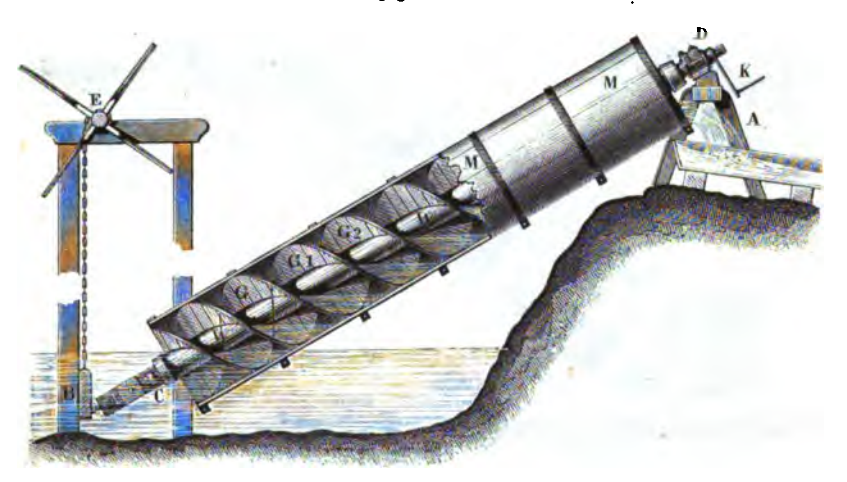
also z. B. für den Schraubenhalbmesser $r = 0{,}15$ m, $Q = 0{,}01023$ cbm. Ist nun noch die Axenlänge der Schnecke 6 m, so hat man bei der Neigung $\beta = 35^0$ die Förderhöhe $h = 6\,sin\,35^0 = 3{,}441$ m und das theoretische Arbeitsquantum per Secunde:

$$L = Q\,h\,\gamma = 10{,}23\,.\,3{,}441 = 35{,}2\ \text{mkg}.$$

§. 127. **Wasserschraube.** Da die Herstellung einer Schnecke mit kreisförmigem Querschnitte ihre großen Schwierigkeiten hat, so wendet man jetzt fast nur Wasserschnecken oder sogenannte Wasserschrauben mit rectangulärem Querschnitte an, indem man rechtwinkelige Schraubenflächen um die Schraubenspindel herumführt und dieselben durch einen cylindrischen Mantel von außen umgrenzt. Wenn man diesen Mantel fest mit den Schraubengängen verbindet, so erhält diese Maschine das äußere Ansehen eines langen Fasses oder einer Tonne, weshalb sie dann auch gewöhnlich eine Tonnen-

mühle genannt wird. Bei der gewöhnlichen oder sogenannten holländischen Wasserschraube besteht dagegen dieser Mantel in einem festliegenden Troge, dem sogenannten Kumme, und es umhüllt derselbe die Schraube nur von unten. Der Kumm wird entweder wie der Mantel einer Tonnenmühle aus hölzernen Dauben zusammengesetzt, oder man construirt denselben aus Eisen, oder man mauert ihn aus Backsteinen mittelst Wassermörtel auf. Damit so wenig wie möglich Wasser in dem Spielraume zwischen den Schraubengängen und dem Kumme zurückfalle, muß man nicht allein die Weite dieses Zwischenraumes möglichst klein (2 bis 4 mm) machen, sondern auch den ganzen Kumm selbst möglichst genau und solid

Fig. 576.

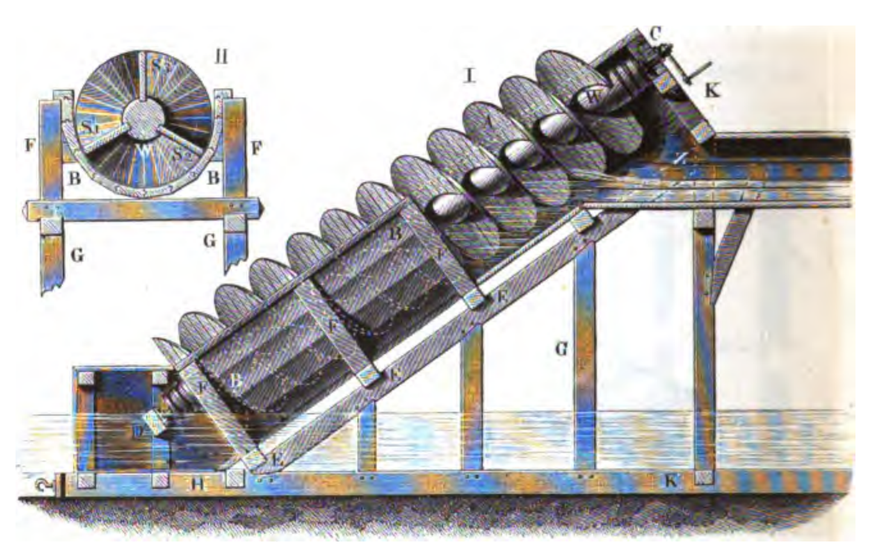


herstellen. In Holland, wo man die Wasserschrauben zum Trockenlegen von Niederungen verwendet, führt man die Kumme derselben mit möglichster Sorgfalt aus sogenannten Klinkern auf. Während die gewöhnlichen transportablen Tonnenmühlen mittelst einer Kurbel durch Menschenhände in Bewegung gesetzt werden, sind es in Holland vorzüglich Windräder, welche die Wasserschrauben in Umtrieb setzen. Zu diesem Zwecke versieht man das obere Ende der Schraubenspindel mit einem Zahnrade, und läßt dasselbe in ein anderes Zahnrad eingreifen, welches auf dem unteren Ende des Königsbaumes der Windmühle befestigt ist.

Die Einrichtung einer Tonnenmühle mit drei Schraubenwindungen führt Fig. 576 vor Augen. Diese Maschine ruht mit ihren Zapfen *C* und *D* auf einem hölzernen Rahmen, der sich oben auf einen Bock *A* und unten an ein Leitholz *B* stützt, welches mittelst Ketten an einen Kreuzhaspel *E* auf-

gehangen ist, wodurch man der Wellenaxe die der Hubhöhe entsprechende Neigung geben kann. Die Kurbel K wird nicht unmittelbar durch Menschenhände bewegt, sondern es sind an der Spille derselben mit Handhaben ausgerüstete Stoßstangen angeschlossen, welche durch vier bis sechs Arbeiter hin- und hergezogen werden. In der Figur ist die untere Hälfte der Maschine durchschnitten dargestellt; man sieht hier in G, G_1, G_2 die um die Welle WW laufenden Schraubengänge, dagegen in M von der oberen Hälfte den mit eisernen Ringen umgebenen Mantel der Tonnenmühle.

Fig. 577.



In Fig. 577, I ist eine ebenfalls dreigängige Wasserschraube mit hölzernem Kumme und zwar so abgebildet, daß die obere Hälfte A, vom Kumme befreit, sichtbar ist. Der Kumm BB liegt auf den Querschwellen $E, E \ldots$ und zwischen den Säulen $F, F \ldots$, welche in die ersteren eingezapft sind, und das Ganze ruht auf einem transportabeln Gestelle GHK. Die Kurbel K am oberen Zapfen C wird auch hier durch Stoßstangen in Bewegung gesetzt, und das Lager des unteren Zapfens D ruht auf einem zwischen zwei Säulen befestigten Querholze. Einen Querschnitt der Schraube sammt ihrem Kumme BB und der Lagerung der letzteren stellt Fig. 577, II vor; es ist hier W die Welle und es sind S_1, S_2, S_3 die Querschnitte der drei Schraubengänge. Das gehobene Wasser wird durch das Ablaufgerinne Z, welches mit dem Kumme fest verbunden ist und ebenfalls auf dem Maschinengestelle ruht, abgeführt.

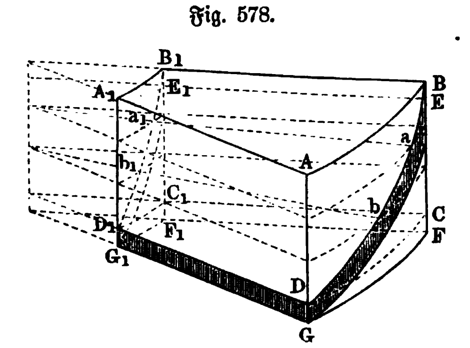
Anmerkung. Die holländische Schraube wird auch zuweilen zum Transport lockerer Massen, z. B. in den Mahlmühlen zum Zufördern des aus Mehl und Kleie bestehenden Mahlgutes nach dem Elevator verwendet, und hat dann in der Regel eine horizontale Axenlage.

Die Wasserschrauben werden zwar gewöhnlich ganz aus Holz hergestellt, sie lassen sich aber auch leicht aus Eisen, namentlich die Gänge derselben eben so leicht aus Eisenblech wie aus Holzsectoren zusammensetzen. Werden die Schneckengänge durch hölzerne Splissen oder sogenannte Schaufelbretter von circa 25 mm Dicke gebildet, so erhält die Welle oder Spindel der Schraube schraubenförmige Nuthen von circa 25 mm Tiefe, in welche diese Brettstücken zu sitzen kommen. Die an einander anstoßenden Schaufelbretter werden durch Klammern mit einander fest verbunden, und es ist eine weitere Befestigung derselben an der Spindel nicht nöthig. Ebenso wird auch die Innenfläche des Mantels mit Nuthen versehen, in welche die äußeren Enden der Schaufelbretter eingreifen müssen. Die feste Verbindung dieses Mantels mit den Gewinden wird endlich durch eiserne Reifen bewirkt, welche man in Abständen von etwa 0,6 m von einander auf den Mantel auftreibt. Sehr gewöhnlich erhalten diese Wasserschrauben einen Theerüberzug.

Setzt man die Schneckengänge aus Eisenblechstücken zusammen, so bedient man sich einer gußeisernen Welle, welche statt der Nuthen mit schraubenförmig laufenden Kränzen versehen ist, worauf dann die Schraubengänge aufgenietet werden. Macht man auch den Mantel von Eisenblech, so verbindet man denselben am besten durch Winkeleisen mit den Gewinden.

Um die Formen der Schaufelbleche und Schaufelbretter zu erhalten, schneidet man ein prismatisches Holzstück ACD_1B_1, Fig. 578, aus, dessen Basis $AB_1 = CD_1$ ein Kreissector ist, welcher die Projection einer Schaufel rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe darstellt. Zeichnet man sich nun auf die beiden cylindrischen Stirnflächen AC und A_1C_1 dieses Körpers die Schraubenlinien BD und B_1D_1 auf, und führt man einen Sägeschnitt $BabDD_1b_1a_1B_1$, welcher beide Curven überall in gleich hoch liegenden Punkten a, a_1; b, b_1 verfolgt, so erhält man in demselben die Seitenfläche für ein Schaufelblech oder ein Schaufelbrett.

Fig. 578.



Wenn man nun den Körper $ABDD_1B_1A_1$ mit seiner windschiefen Begrenzungsfläche so genau als möglich auf das Blech legt, aus welchem die Schaufeln geschnitten werden sollen, so kann man sich dann leicht den Umriß einer Schaufel auf dieses Blech aufreißen, und hiernach dieselbe ausschneiden. Um dagegen ein Schaufelbrett anzufertigen, ist es nöthig, ein Holzprisma hierzu anzuwenden, welches noch um die in der Axenrichtung der Schraubenrichtung zu messende Schaufeldicke $CF = DG$ höher ist, und wenn man nun außer dem windschiefen Schnitte BDD_1B_1 im Abstande $BE = B_1E_1$ noch einen Parallelschnitt EGG_1E_1 führt, so erhält man in dem zwischen beiden Schnitten enthaltenen Holzstück BGG_1B_1 die verlangte Schaufel.

Man kann auch statt der windschiefen Schaufelbretter einfache sectorförmige anwenden, wenn man dieselben so einsetzt, daß sie zum Theil über einander weggreifen und ihre Grundflächen rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe stehen. In diesem Falle erhält man nach Art der Wendeltreppen stufenförmig geformte Schraubengänge.

Die gewöhnlichen Wasserschrauben und Tonnenmühlen haben eine Spindellänge von 3 bis 6 m, eine Spindeldicke von 0,15 bis 0,30 m, und es beträgt die ganze Weite derselben $^1/_2$ bis 1 m. Man giebt den Windungen am äußeren Umfang eine Steigung von 10 bis 30°, und der Spindelaxe eine Neigung von 30 bis 35°. An dem Umfange der Spindel ist natürlich das Ansteigen der Windungen viel größer, denn es ist, der Formel $tang\, \alpha = \frac{s}{2\pi r}$ zufolge, die Tangente dieses Winkels α der Entfernung r von der Spindelaxe umgekehrt proportional. Wäre z. B. der Durchmesser der Spindel $^1/_3$ von dem der Schraube, und das Ansteigen derselben am äußeren Umfange 15°, so würde das Ansteigen derselben am Umfange der Spindel durch $tang\, \alpha = 3\, tang\, 15^0 = 0{,}80385$ bestimmt sein und folglich $38^3/_4{}^0$ ausfallen.

Um ein möglichst gleichförmiges Einnehmen und Ausgießen des Wassers zu erhalten, macht man den Abstand der Windungen von einander in der Regel nur 0,15 bis 0,20 m, und wendet deshalb mehr als ein Gewinde, z. B. drei oder vier von einander getrennte Gänge an. Ist s die Steigung eines Schraubenganges, n_1 die Anzahl der Schraubengewinde und s_1 der parallel der Axenrichtung gemessene Abstand derselben von einander, so hat man:

$$s = 2\pi r\, tang\, \alpha = n_1 s_1,$$

und daher:

$$n_1 = \frac{2\pi r\, tang\, \alpha}{s_1},$$

z. B. für $r = 0{,}5$, $s_1 = 0{,}18$ m und $\alpha = 12^1/_2{}^0$:

$$n_1 = \frac{2 . 0,5}{0,18} \pi \, tang \, 12^1/_2{}^0 = \sim 4.$$

Die Anzahl der Gänge eines und desselben Gewindes ist bei der Länge l der Spindel:

$$n = \frac{l}{s} = \frac{l}{n_1 s_1},$$

z. B. für $n_1 = 4$, $s_1 = 0,18$ und $l = 6$ m:

$$n = \frac{6}{4 . 0,18} = 8,33.$$

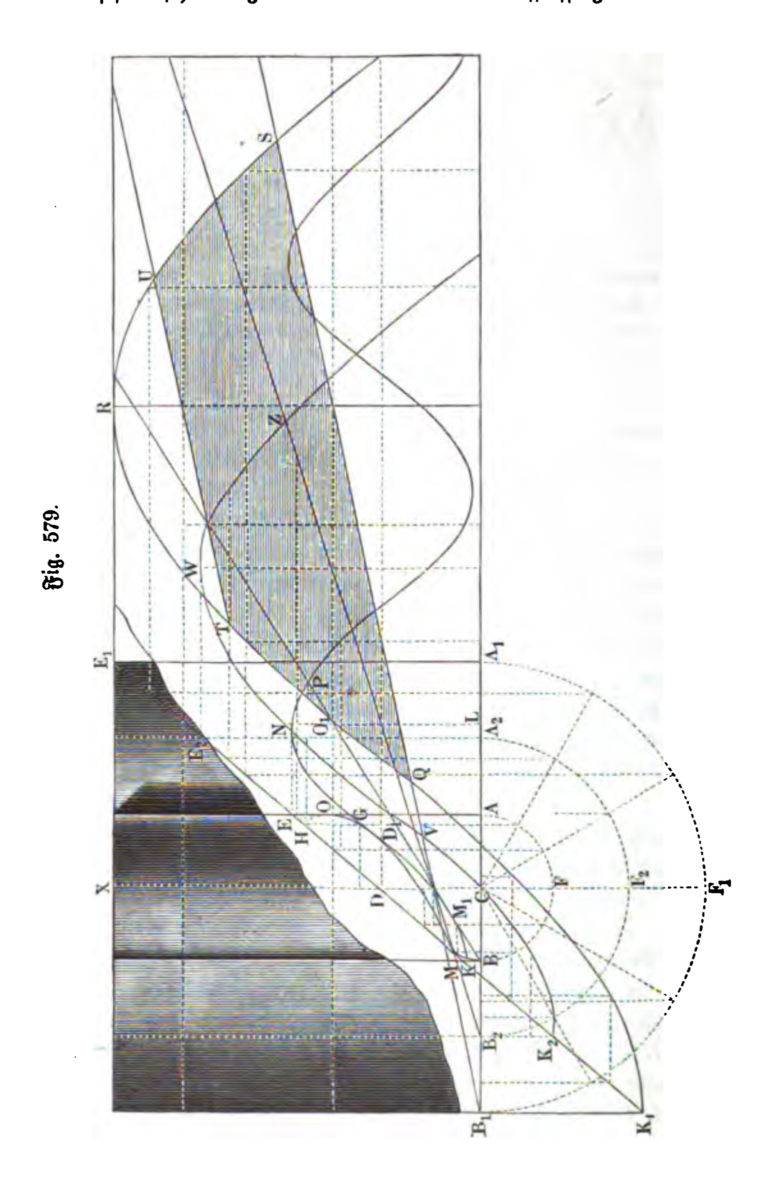
Anmerkung. Die Wasserschraube ist jedenfalls eine der vollkommensten Wasserhebungsmaschinen, und der Wirkungsgrad derselben mindestens 0,75 anzunehmen. Nach Mallet's Beobachtungen konnten an einer Tonnenmühle mit dreifachen Gewinden neun Arbeiter, bei 35 Umdrehungen per Minute, stündlich 1358 Cubikfuß Wasser $10^1/_2$ Fuß hoch heben. Die entsprechende stündliche Leistung ist hiernach 1358 . 10,5 . 66 = 941 094 Fußpfund = 138 130 mkg, d. i. für einen Arbeiter allein 104 566 Fußpfund = 15 350 mkg, also täglich, bei sechs Stunden wirklicher Arbeitszeit, L = 6 . 104 566 = 627 396 Fußpfund = 92 100 mkg. In Frankreich rechnet man L = 100 000 mkg.

§. 128. Die geometrische Bestimmung der Wassermenge, welche eine Tonnenmühle oder Wasserschraube bei jeder Umdrehung aufnimmt und nach und nach emporfördert, ist mit besonderen Weitläufigkeiten verbunden, weil man es hier nicht mit einem wasserhaltenden Bogen, sondern mit eigenthümlichen, von Cylindern und Schrauben und einer horizontalen Ebene begrenzten Körpern zu thun hat. Am kürzesten gelangt man zum Ziele, wenn man die Construction zu Hülfe nimmt, und sich hierbei wieder der Methode des Abwickelns bedient, wobei die Schraubencurven in gerade Linien und die elliptischen Begrenzungen der Oberfläche des Wassers in Sinusoiden übergehen.

Es sei in Fig. 579 (a. f. S.) CX die Axe der Schraube in aufrechter Stellung, ferner AFB der halbe Querschnitt der Spindel, sowie $A_1 F_1 B_1$ der halbe Querschnitt der ganzen Schraube, beide auf die verticale Bildebene niedergeklappt. Ferner sei AO die halbe Höhe eines Schraubenganges, und $BMGOH$ die nach bekannten Regeln entworfene Verticalprojection der Schraube auf der Spindel, sowie $KMDE$ die Tangente an dieselbe, welche die Verticalprojection des Wasserspiegels in einem Schraubengange darstellt. Macht man BL = dem Halbkreis $AFB = \pi . CB$ und LO_1 = der halben Ganghöhe, so ist die Gerade BO_1 die abgewickelte Schraubenlinie, wogegen KM_1D_1NP die abgewickelte Ellipse vorstellt, in welcher der Wasserspiegel die Schraubenspindel schneidet. Durch die beiden Linien M_1D_1NP und M_1P wird die Fläche begrenzt, in welcher die Spindel von

dem Wasser in einer Zelle berührt wird; dieselbe ist ein Element zur Bestimmung des gesuchten Wasserraumes und läßt sich leicht mit Hülfe der Simpson'schen Regel ermitteln. Der dem Wasserspiegel in einem Gange

Fig. 579.



entsprechende Schnitt KE trifft den Mantel der Wasserschraube in einer anderen Ellipse, deren große Axe $K_1 E_1 = 2 DE_1 = 2 DK_1$ ist, und deren Abwickelung eine Sinusoide $K_1 QTRUS$ giebt, welche von der abgewickelten Schraubenlinie $B_1 QS$ am Umfange des Schraubenmantels in zwei Punkten Q und S durchschnitten wird. Bestände diese Wasserschraube nur aus einem Gewinde, so würde folglich die Fläche $QTRUS$ zwischen dem Sinusoidenbogen $QTRUS$ und der Geraden QS das Flächenstück darstellen, in welchem die innere Fläche des Mantels vom Wasser in einem Gange berührt wird. Geben wir aber der Schraube zwei Gewinde, so können wir die gedachte Sinusoide noch durch eine zweite Linie TU durchschneiden, welche parallel, und zwar um die halbe Schraubenganghöhe AO über QS hinläuft, und es ist dann die Zone $QTUS$ zwischen diesen Parallelen das gesuchte Flächenstück oder Element zur Bestimmung des Wasserraumes eines Ganges.

Wenn man nun zwischen der Spindel über AFB und dem Mantel über $A_1 F_1 B_1$ noch andere Cylinder einschaltet und auf diese eben dasselbe Verfahren anwendet, wie an dem Mantel, so bekommt man noch andere Flächenstücke oder Elemente zur Bestimmung des gedachten Wasserraumes, wie z. B. VWZ, welches dem Cylinder entspricht, dessen Halbmesser $CA_2 = CB_2$ das Mittel von dem der Spindel und des Mantels ist. Nachdem man die Inhalte aller dieser Flächenstücke durch die Simpson'sche Regel ermittelt hat, findet man endlich das gesuchte Wasservolumen in einem Gange oder einer Zelle dadurch, daß man den ebenfalls mittelst der Simpson'schen Regel zu bestimmenden Mittelwerth von diesen verschiedenen Flächenstücken mit dem Normalabstand zwischen der inneren Mantelfläche und dem Umfange der Spindel multiplicirt.

Beispiel. Bei der in Fig. 579 dargestellten Tonnenmühle sei der Spindelhalbmesser $CA = CB = r = 0{,}15$ m, der Mantelhalbmesser $CA_1 = CB_1 = r_1 = 0{,}45$ m, die halbe Schraubenganghöhe $AO = \frac{1}{2} s = 0{,}3$ m, die Anzahl der Schraubengewinde $n = 2$ und der Neigungswinkel der Spindelaxe gegen den Horizont, d. i. $\angle EDX = 40^0$. Hiernach ist für das Ansteigen der innersten Schraubenlinie (am Umfange der Spindel):

$$tang\,\alpha = \frac{s}{2\pi r} = \frac{\frac{1}{2}s}{\pi r} = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366, \text{ folglich } \alpha = PBC = 32^0\,29',$$

ferner für das der äußersten Schraubenlinie (im Mantel):

$$tang\,\alpha_1 = \frac{\frac{1}{2}s}{\pi r_1} = \frac{2}{3\pi} = 0{,}2122, \text{ folglich } \alpha_1 = QB_1C = 11^0\,59',$$

und für einen mittleren Winkel $ZB_2C = \alpha_2$:

$$tang\,\alpha_2 = \frac{\frac{1}{2}s}{\pi r_2} = \frac{1}{\pi} = 0{,}3183, \text{ folglich } \alpha_2 = 17^0\,39'.$$

Construirt man nach diesen Angaben zu den den abgewickelten Schraubenlinien entsprechenden geraden Transversalen BP, B_1QS und B_2VZ auch noch

die Sinusoiden KNP, K_1QRS und K_2VWZ, welchen die abgewickelten elliptischen Wasserlinien in einer Zelle zugehören, und zieht man noch im Abstande $\frac{1}{2}s = 0{,}3$ m über QS die abgewickelte Schraubenlinie TU des folgenden Ganges, so erhält man die Flächenstücke M_1NP, $QTUS$ und VWZ, wonach sich der Wasserraum in einer Zelle leicht bestimmen läßt.

Der Flächenraum $F_0 = M_1NP$ wurde $= 0{,}0289$ qm
" " $F_1 = QTUS$ " $= 0{,}3358$ "
" " $F_2 = VWZ$ " $= 0{,}1609$ "

gefunden, und folglich das Mittel hieraus:

$$F = \frac{F_0 + 4F_2 + F_1}{6} = \frac{0{,}0289 + 0{,}6436 + 0{,}3358}{6} = 0{,}1681 \text{ qm},$$

und da die Weite $r_1 - r = AA_1 = BB_1$ des Wasserraumes 0,3 m beträgt, so ist das gesuchte Wasservolumen:

$$V = F\,(r_1 - r) = 0{,}1681 \,.\, 0{,}3 = 0{,}0504 \text{ cbm} = 50{,}4 \text{ l}.$$

Da die Schraube zwei Gewinde hat, so liefert sie bei jeder Umdrehung $2 \,.\, V = 0{,}101$ cbm Wasser. Wäre nun noch die Axenlänge der Schraube $l = 6$ m, so würde sie das Wasser annähernd auf die Höhe

$$h = l \sin \beta = 6 \sin 40^0 = 6 \,.\, 0{,}6428 = 3{,}857 \text{ m}$$

fördern und folglich der Arbeitsaufwand pro Umdrehung

$$V h \gamma = 101 \,.\, 3{,}857 = 389{,}6 \text{ mkg}$$

betragen.

Soll die Schraube per Minute $u = 30$ Umdrehungen machen, so ist die theoretische Arbeit zu

$$\frac{30}{60}\, 389{,}6 = 194{,}8 \text{ mkg} = 2{,}6 \text{ Pferdekraft}$$

gefunden.

Mit Rücksicht auf die Zapfenreibungen, welche bei der Tonnenmühle größer ausfallen, als bei den Schrauben im Kumme, sowie wegen der hydraulischen Hindernisse kann die erforderliche Betriebskraft um 20 bis 25 Proc. größer ausfallen, so daß man sie zu etwa 3,25 Pferdekraft anzunehmen hat.

Ueber Wasserschnecken und die darüber handelnde Literatur s. u. A. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV.

§. 129. **Pumpen.** Die Pumpen sind die vorzüglichsten und am allgemeinsten angewandten Wasserhebungsmaschinen. Sie befördern das Wasser mittelst eines in einem Cylinder dichtschließend hin- und hergehenden Kolbens, und sind zu diesem Behufe mit den nöthigen Röhren und Apparaten zur Steuerung oder Regulirung versehen. Die Haupttheile einer Pumpe sind:

1) der Pumpencylinder (Pumpenstiefel) oder das Kolbenrohr;
2) der in diesem Cylinder bewegliche Kolben;
3) die Pumpenröhren, durch welche das Wasser dem Pumpencylinder zu- und von demselben abgeführt wird;

4) die Ventile, wodurch die Communication des Pumpencylinders mit den Pumpenröhren abwechselnd hergestellt und aufgehoben, also das eigentliche Steuern der Pumpe bewirkt wird.

Eine Pumpe hat im Allgemeinen zwei Ventile, ein Admissions- und ein Emissionsventil; durch jenes wird der Eintritt des Wassers in den Pumpencylinder regulirt, durch dieses dagegen der Austritt des Wassers aus demselben. Beide Ventile haben entweder einen festen Sitz, oder nur das eine, während das andere mit dem Kolben verbunden ist, und hiernach hat man denn auch zwei verschiedene Pumpensysteme, nämlich:

I. Pumpen mit massiven Kolben und

II. Pumpen mit durchbrochenen und mit Ventilen versehenen Kolben (ventilirten Kolben).

Von den beiden Pumpenröhren, welche mit dem Kolbenrohre verbunden sind, heißt diejenige, welche das Wasser von dem Kolbenrohre fortführt, die Steigröhre, und dagegen diejenige Röhre, durch welche das Wasser in den Pumpenkörper gelangt, entweder die Einfallröhre oder die Saugröhre, je nachdem sie das Wasser dem Cylinder fallend oder steigend zuführt. Zuweilen läßt man auch die eine dieser beiden Röhren ganz ausfallen, indem man den Pumpencylinder entweder unmittelbar in das Unterwasser setzt, oder ihn unmittelbar über dem Oberwasser ausmünden läßt. Pumpen mit einer Saugröhre und ohne Steigröhre heißen Saugpumpen, und Pumpen mit einer Steigröhre und ohne Saugröhre heißen entweder Hubpumpen oder Druckpumpen, je nachdem die Steigröhre über oder unter dem Kolben in das Kolbenrohr einmündet und folglich der Kolben mit seiner oberen oder mit seiner unteren Fläche auf die Wassersäule, d. i. hebend oder drückend, wirkt. In den meisten Fällen bedient man sich entweder der vereinigten Saug- und Hub-, oder der vereinigten Saug- und Druckpumpen.

Pumpen mit Ventilkolben. Die Art und Weise, wie die Pumpen mit Ventilkolben wirken, ist aus den Figuren 580 und 581 (a. f. S.) zu ersehen, welche die Durchschnitte dreier Pumpen, und zwar in Fig. 580 die Kolben im Aufgange und in Fig. 581 dieselben im Niedergange vor Augen führen. Der Durchschnitt in I. gehört einer Hub-, der in II. einer Saug- und der in III. einer Saug- und Hubpumpe an. Es ist bei allen drei Pumpen C das Kolbenrohr, K der in demselben auf- und niedergehende und mit zwei Ventilen ausgerüstete Kolben, V das Saug- oder Einlaßventil, UU das Unterwasser und OO das Oberwasser, ferner zeigt in I. und III. S das Steigrohr, und in II. und III. R das Saugrohr. Bei dem in Fig. 580 dargestellten Aufgange sind die Kolbenventile geschlossen und die Saugventile (V) in Folge des Luftdruckes auf den Unterwasser- §. 130.

Fig. 580.

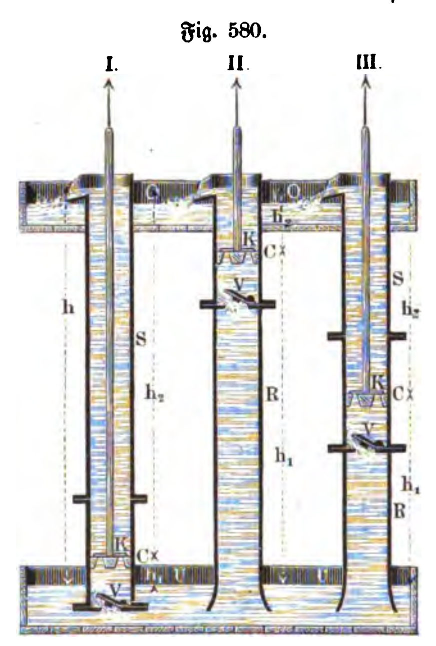
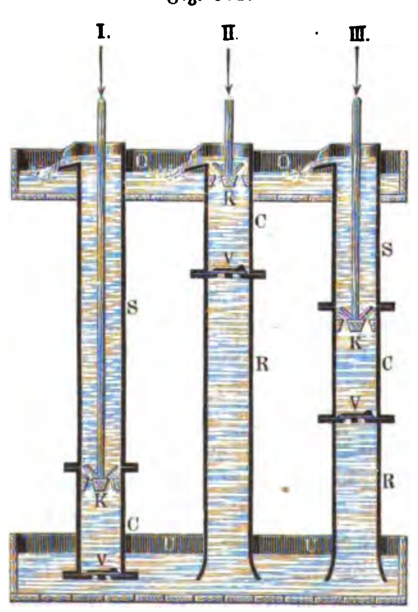


Fig. 581.



spiegel geöffnet; es wird daher hierbei ein Theil des über den Kolben stehenden Wassers oben ausgegossen und die unter dem Kolben befindliche Wassermasse durch Zufluß aus dem Unterwasser entsprechend vergrößert. Bei dem in Fig. 581 dargestellten Kolbenniedergange sind dagegen die Kolbenventile geöffnet und die Saugventile geschlossen; es wird also hierbei kein neues Wasser aufgenommen, sondern es fließt nur das von den niedergehenden Kolben verdrängte Wasser durch die Kolbenlöcher und füllt den über den Kolben frei werdenden Raum aus, so daß nur so viel Wasser oben zum Ausgusse gelangt, als die Kolbenstange verdrängt.

Vom theoretischen Standpunkte aus betrachtet, ist die Kraft und die Wirkung dieser drei Pumpen eine und dieselbe. Ist b die Wasserbarometerhöhe, h_2 die Höhe der Wassersäule über dem Kolben, sowie h_1 die Höhe der Wassersäule unter demselben, bis zum Unterwasserspiegel UU gemessen, bezeichnet ferner F den Inhalt der Kolbenfläche, und γ das specifische Gewicht des Wassers

oder der zu hebenden Flüssigkeit, so ist für den **Aufgang** des Kolbens zu setzen:

1) der Druck der Luft und des Wassers auf den Kolben K von oben nach unten:

$$R_2 = F\,(b + h_2)\,\gamma \text{ und}$$

2) der Druck der Luft und des Wassers auf den Kolben von unten nach oben:

$$R_1 = F\,(b - h_1)\,\gamma.$$

Die Differenz dieser Drucke giebt nun die gesuchte Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P = R_2 - R_1 = F\,(b + h_2 - b + h_1)\,\gamma = F\,(h_2 + h_1)\,\gamma,$$

d. i.:

$$P = F h \gamma,$$

wenn h die ganze **senkrechte Förderhöhe** $h_1 + h_2$ bezeichnet, welche vom Unterwasserspiegel bis zur Oberfläche des Wassers **in der Pumpe** zu messen ist.

Es ist hiernach bei den Pumpen mit **Ventilkolben die Kraft zum Aufziehen des Pumpenkolbens** constant und weder vom Kolbenstande noch vom Atmosphärendrucke abhängig, und zwar gleich dem **Gewichte einer Wassersäule**, welche den Kolbenquerschnitt F zur Basis und die Förderhöhe h zur Länge hat.

Da die auf den Unterwasserspiegel UU drückende Luft höchstens eine Wassersäule von der Höhe b (10,336 m) zu tragen vermag, so kann das Wasser dem aufsteigenden Kolben **nur so lange folgen, bis die Höhe** h_2 **der unteren Grundfläche desselben über dem Unterwasserspiegel noch nicht die Wasserbarometerhöhe** b **erreicht.**

Bezeichnet s den Kolbenweg, so ist unter dieser nothwendigen Voraussetzung das per Aufgang ausgegossene Wasserquantum:

$$V = F s.$$

Wenn man den Querschnitt der Kolbenstange und die sämmtlichen Nebenhindernisse unbeachtet läßt, so ist beim Niedergange des Kolbens, wobei die Kolbenventile geöffnet sind, der Druck des Wassers über und unter dem Kolben einer und derselbe, und daher auch die Kraft zum Niedergange des Kolbens sowie auch das hierbei gehobene Wasserquantum gleich Null.

Hiernach ist nun auch die erforderliche mechanische Arbeit zum Heben der Wassermenge V auf die Höhe h mittelst dieser Pumpen:

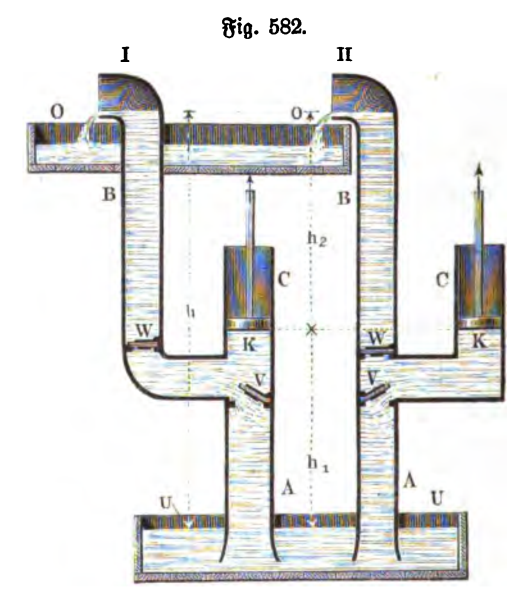
$$A = P s = F h \gamma s = F s h \gamma = V \gamma h,$$

oder wenn $G = V\gamma$ das Gewicht der gehobenen Wassermenge bezeichnet, die mechanische Arbeit eines Kolbenhubes:

$$A = P s = G h.$$

§. 131. **Pumpen mit Massivkolben.** Die Wirkungsweise der Pumpen mit Massivkolben ist aus den Abbildungen in Fig. 582 und 583 zu ersehen, worin Fig. 582 den Kolbenaufgang und Fig. 583 den Kolbenrückgang darstellt. Bei der Pumpe in I. bildet die Saugröhre A die Fortsetzung des Pumpencylinders oder Stiefels C; bei der in II. hingegen bildet sie die Fortsetzung der Steigröhre B. Uebrigens ist die Bewegungsweise von beiden Pumpen eine und dieselbe. Bei dem Aufgange des Kolbens K ist das Saugventil V geöffnet und das Steigventil W geschlossen; dagegen

Fig. 582.



beim Niedergange desselben das erstere geschlossen und das letztere geöffnet. Im ersteren Falle wird der durch den Kolbenaufgang frei gewordene Raum der Kolbenröhre C vom Wasser angefüllt, welches der Atmosphärendruck mittelst der Saugröhre A zuführt, im zweiten Falle drückt der Kolben dieses Wasser aus dem Cylinder in die Steigröhre, und bewirkt dadurch den Ausguß einer gleichen Wassermenge in den Ausgußkasten $O\,O$.

Ist wieder F der Inhalt des Kolbenquerschnittes, b die Wasserbarometerhöhe und h_1 die senkrechte Höhe des Kolbens K über dem Unterwasser, so hat man während des Kolbenaufganges den Druck der Atmosphäre auf den Kolben von oben nach unten:

$$R = F b \gamma;$$

dagegen den Druck der Atmosphäre und des Wassers auf denselben von unten nach oben:

$$R_2 = F (b - h_1) \gamma,$$

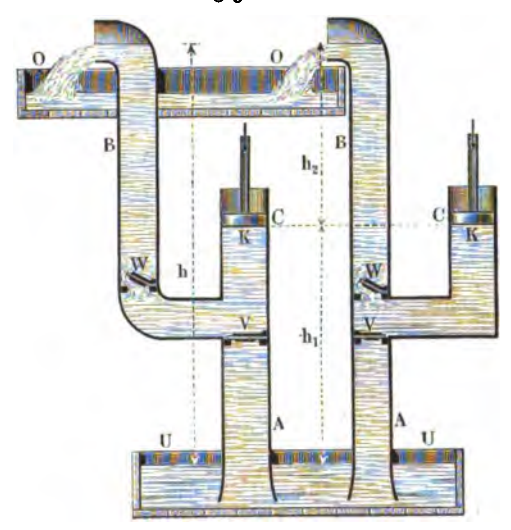
und es folgt daher die nöthige Kraft zum Aufziehen des Kolbens, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse:

$$P_1 = R - R_1 = F (b - b + h_1) \gamma = F h_1 \gamma.$$

Ist ferner h_2 die senkrechte Höhe der Oberfläche des Wassers in der Steigröhre B über dem Kolben K, so hat man den Druck des Wassers auf den Kolben von unten nach oben:

$$R_2 = F (b + h_2) \gamma,$$

Fig. 583.



folglich die gesammte Kraft zum Niederdrücken des Kolbens:

$$P_2 = R_2 - R = F (b + h_2) \gamma - F b \gamma = F h_2 \gamma.$$

Da sich die Höhen h_1 und h_2 während der Kolbenbewegung unaufhörlich verändern, so sind folglich auch die Kolbenkräfte P_1 und P_2 nicht constant, und es sind daher

$$P_1 = F h_1 \gamma \quad \text{und} \quad P_2 = F h_2 \gamma$$

nur Mittelwerthe derselben, wenn man für h_2 die senkrechte Höhe vom mittleren Kolbenstande (bei halbem Kolbenhube) bis zum Ausgußpunkte, sowie unter h_1 die vom mittleren Kolbenstande bis zum Unterwasserspiegel versteht. Ist s der Kolbenhub, so geht während des Kolbenaufganges die Kraft P_1 von $F\left(h_1 - \frac{s}{2}\right)\gamma$ allmälig in $F\left(h_1 + \frac{s}{2}\right)\gamma$ und während des

Kolbenniederganges die Kraft P_2 von $F\left(h_2 - \frac{s}{2}\right)\gamma$ nach und nach in $F\left(h_2 + \frac{s}{2}\right)\gamma$ über.

Die aufzuwendende mechanische Arbeit per Spiel ist wieder

$$A = P_1 s + P_2 s = (F h_1 \gamma + F h_2 \gamma) s = F s (h_1 + h_2) \gamma = F s h \gamma$$
$$= V h \gamma = G h,$$

wenn wieder $h = h_1 + h_2$ die ganze Förderhöhe und $V = Fs$ das Volumen der per Spiel zum Ausguß gelangenden Wassermenge sowie $G = V\gamma$ das Gewicht derselben bezeichnet.

Es ist also bei den Pumpen mit massiven Kolben die Arbeit auf beide Kolbenschübe vertheilt, dagegen bei den Pumpen mit Ventilkolben nur auf den Kolbenaufgang beschränkt.

§. 132. Wenn das offene Ende des Pumpencylinders nach unten gerichtet ist, so muß man die Kolbenstange entweder durch eine Stopfbüchse führen, oder sie ebenfalls nach unten richten. Die erstere Einrichtung führt Fig. 584 und die letztere Fig. 585 vor Augen. Die erstere Abbildung stellt eine vereinigte Saug- und Hubpumpe dar, bei welcher indessen im Gegensatze zu den Hubpumpen der Fig. 580 die Arbeit wegen des Massivkolbens sich auf beide Kolbenschübe vertheilt. Es ist R das Saugrohr mit dem Saugventile V und S das Steigrohr mit dem Steigventile W. Hier wird beim Niedergange des Kolbens K Wasser durch R angesaugt und beim Aufgange desselben durch S gehoben, im ersteren Falle öffnet sich natürlich das Ventil V, und im zweiten Falle, welchen die Abbildung darstellt, das Ventil W. In Fig. 585 ist eine Druckpumpe mit Einfallrohr R bei niedergehenden Kolben abgebildet. Es findet bei dieser Einrichtung der Pumpe die Eigenthümlichkeit statt, daß der Kolben unter der Oberfläche des Unterwasserspiegels spielt, während er bei den Pumpen mit Saugröhre über derselben auf- und niedergeht; es ist also bei der Pumpe mit Einfallröhre der senkrechte Abstand h_1 zwischen dem Unterwasserspiegel und dem mittleren Kolbenstande negativ, wenn derselbe bei den Pumpen mit Saugröhre positiv gesetzt wird. Bezeichnet wieder h_2 die senkrechte Höhe vom mittleren Kolbenstande bis zum Oberwasserspiegel B, sowie F die Größe der Kolbenfläche, so hat man bei der Pumpe in Fig. 584 mit Saugröhre die Kraft zum Niederschieben des Kolbens:

$$P_1 = F h_1 \gamma;$$

dagegen bei der Pumpe in Fig. 585 mit Einfallröhre:

$$P_1 = - F h_1 \gamma,$$

während die Kraft zum Aufziehen des Kolbens in beiden Fällen

$$P_2 = F h_2 \gamma \text{ ist.}$$

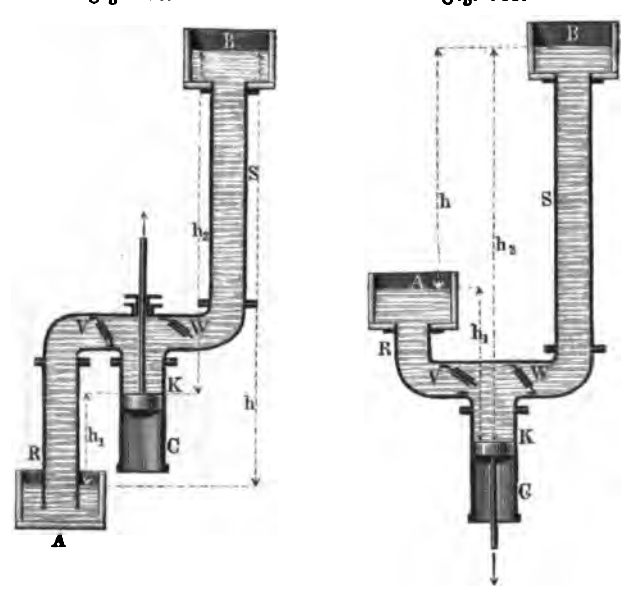
Die erforderliche mechanische Arbeit per Kolbenspiel ist daher bei der ersteren Pumpe:

$$A = P_1 s + P_2 s = F s (h_1 + h_2) \gamma = V (h_1 + h_2) \gamma,$$

und bei der letzteren:

$$A = P_1 s + P_2 s = F s (h_2 - h_1) \gamma = V (h_2 - h_1) \gamma;$$

Fig. 584. Fig. 585.



da aber die ganze Förderhöhe, von Wasserspiegel zu Wasserspiegel gemessen, sich im ersteren Falle durch

$$h = h_1 + h_2,$$

dagegen im zweiten durch

$$h = h_2 - h_1$$

ausdrückt, so ist bei beiden Pumpen die mechanische Arbeit per Spiel:

$$A = V h \gamma.$$

Nicht immer sind die Pumpencylinder aufrecht stehend, man legt dieselben auch zuweilen horizontal oder giebt ihnen wohl eine geneigte Lage; daß sich hierbei die Wirkungsweise und die Betriebskraft nicht ändert, ist leicht zu ermessen.

§. 133. **Doppelpumpen.** Um einen stetigeren Ausguß des Wassers zu erhalten, bringt man entweder eine einzige doppeltwirkende Pumpe, oder eine Verbindung von zwei einfachwirkenden Pumpen in Anwendung.

Eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe ist in Fig. 586 abgebildet. Dieselbe hat eine Saugröhre R und Steigröhre S wie jede andere einfachwirkende Pumpe, dagegen steht der Pumpencylinder C an beiden Enden mit den Röhren R und S in Verbindung, und es sind daher auch die vier Communicationsröhren, welche vom Cylinder C nach der Saug-

Fig. 586.

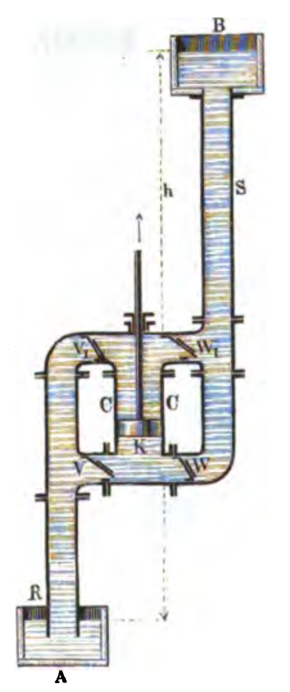
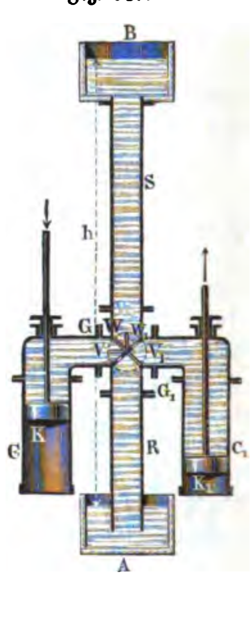


Fig. 587.



und nach der Steigröhre führen, mit zwei Saugventilen V und V_1 und zwei Steigventilen W und W_1 ausgerüstet. Da sich die Saugventile nur nach innen, und die Steig- oder Druckventile nur nach außen öffnen lassen, so ist leicht einzusehen, daß sich bei einem Kolbenschube auf der einen Seite das Saugventil und auf der anderen Seite das Steigventil öffnet. Die Abbildung stellt z. B. den Pumpenkolben K im Aufgange befindlich dar, wobei die Ventile V und W_1 geöffnet sind; geht dagegen der Kolben K nieder, so öffnen sich die Ventile V_1 und W, in beiden Fällen wird aber Wasser mittelst R angesaugt und mittelst S aufgetrieben.

Denselben Zweck erreicht man auch durch eine Verbindung, Fig. 587, von zwei einfachwirkenden Pumpen, deren Kolben K und K_1 abwechselnd auf- und niedergehen. Bei der abgebildeten Pumpe befinden sich die vier Ventile V und V_1, W und W_1 in einem und demselben Ventilgehäuse $G G_1$, und ihre Sitze bilden daselbst zwei auf einander winkelrecht stehende Ebenen. Die Abbildung stellt die Maschine so dar, daß der linke Kolben K nieder- und der rechte Kolben K_1 aufgeht, es sind daher auch hier die Ventile V und W_1 geöffnet, dagegen die Ventile V_1 und W geschlossen, wobei natürlich Wasser mittelst R aus A nach C und mittelst S aus C_1 nach B gehoben wird. Beide Pumpensysteme (in Fig. 586 und Fig. 587) gewähren außer der gleichmäßigeren Wasserförderung noch den Vortheil, daß die Kraft beim Auf- und Niedergange des Kolbens K eine und dieselbe, nämlich $P = F h \gamma$ ist, wenn wieder h die ganze Förderhöhe, vom Unterwasserspiegel bis Oberwasserspiegel gemessen, sowie F die Größe der Kolbenfläche bezeichnet.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben (Fig. 580 und 581) läßt sich derselbe Zweck auch durch eine entsprechend dicke Kolbenstange erreichen. Ist F_1 der Querschnitt dieser Stange, so verdrängt dieselbe bei ihrem Niedergange das Wasserquantum $F_1 s$, und es ist daher das beim Aufgange des Kolbens ausgegossene Wasserquantum nur $(F - F_1)\, s$; soll daher beim Niedergange eben so viel Wasser zum Ausgusse gelangen wie beim Aufgange, so hat man nur

$$F_1 = F - F_1, \text{ d. i. } F_1 = \tfrac{1}{2} F$$

zu machen.

Bezeichnet d den Durchmesser des Kolbens und d_1 den der Kolbenstange, so folgt hiernach:

$$d_1^2 = \tfrac{1}{2} d^2, \text{ also } d_1 = d \sqrt{\tfrac{1}{2}} = 0{,}707\, d.$$

Mit einer solchen Vertheilung des Hubwassers ist natürlich auch eine entsprechende Kraftvertheilung verbunden. Es ist dann die Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P_1 = F h_1 \gamma + (F - F_1)\, h_2 \gamma = F (h_1 + h_2)\, \gamma - F_1 h_2 \gamma$$
$$= F h \gamma - F_1 h_2 \gamma,$$

und dagegen die zum Niedergange desselben, da hierbei das Wasser mit der Druckhöhe h_2 von unten auf die Fläche F und von oben auf die Fläche $F - F_1$ drückt:

$$P_2 = [F - (F - F_1)]\, h_2 \gamma = F_1 h_2 \gamma,$$

z. B. für $F_1 = \tfrac{1}{2} F$:

$$P_1 = F (h - \tfrac{1}{2} h_2)\, \gamma \text{ und } P_2 = \tfrac{1}{2} F h_2 \gamma.$$

Wäre noch $h_2 = h$, daher $h_1 = 0$, also die Pumpe eine einfache Hubpumpe (Fig. 580, I.), so fiele $P_1 = P_2 = \tfrac{1}{2} F h \gamma$ aus. Soll allgemein die Kraft

für den Aufgang gleich der für den Niedergang sein, so ergiebt sich, wenn man $P_1 = P_2$ setzt, das Verhältniß der Querschnitte $\frac{F_1}{F} = \frac{h}{2\,h_2}$; in diesem Falle fällt natürlich die Wasserförderung bei den beiden Kolbenläufen nicht mehr gleich aus.

Um ein möglichst gleichmäßiges Ausströmen des Wassers aus dem Steigrohre zu erlangen, wie es z. B. bei Fontainen und Feuerspritzen nöthig ist, wendet man die sogenannten Windkessel an, über deren Wirkungsweise in der Folge gehandelt wird.

§. 134. **Pumpenröhren.** Der wesentlichste Theil einer jeden Pumpe, von dessen Abmessungen deren Leistung vornehmlich abhängt, ist der Pumpencylinder oder die Kolbenröhre, d. h. derjenige Theil, in welchem sich der Kolben bewegt. Der Cylinder besteht bei fast allen Pumpen aus Gußeisen, nur bei kleinem Durchmesser wird zuweilen Messing oder auch wohl Zink verwendet, hölzerne Pumpenröhren findet man nur für geringe Hubhöhen bei Handpumpen zu wirthschaftlichen oder baulichen Zwecken in Gebrauch, in solchem Falle wird in der Regel Eichen- oder Ahornholz gewählt. Abgesehen von den allereinfachsten Pumpen für Bauzwecke, bei denen zuweilen die Kolbenröhre aus einem aus vier Brettern zusammengesetzten vierseitigen Prisma besteht, giebt man den Pumpencylindern immer die kreisförmige Querschnittsgestalt, weil diese nicht nur die leichteste Darstellung, sondern auch die genaueste Dichtführung des Kolbens ermöglicht. Zu diesem Behufe müssen die Cylinder immer genau cylindrisch ausgebohrt bezw. noch ausgeschliffen werden, während bei den metallenen Zuleitungsröhren eine Bearbeitung der Innenflächen niemals stattfindet.

Die Durchmesser der Pumpencylinder schwanken natürlich zwischen sehr weiten Grenzen, je nach dem zu befördernden Wasserquantum. Während z. B. für hydraulische Pressen und zur Speisung von Accumulatoren oder Dampfkesseln Pumpkolben von nur 20 mm Durchmesser nicht selten sind, hat man zur Bewältigung der bedeutenden Wassermengen bei der Entwässerung von Niederungen Pumpen angewandt von 2 m Durchmesser *) und darüber. Zwischen diesen äußersten Grenzen sind alle Zwischenweiten gebräuchlich. Die Länge des Cylinders ist, ähnlich wie bei den Dampfmaschinen, mindestens gleich der um die Liderungsbreite des Kolbens vergrößerten Länge des Kolbenschubes, welcher letztere in jedem einzelnen Falle mit Rücksicht auf die festgesetzte Kolbengeschwindigkeit und die gewünschte Anzahl der Hübe zu bestimmen ist. Die Wandstärke der Pumpencylinder

*) Die Pumpen zur Entwässerung des Blocklandes bei Bremen haben 8 Fuß Durchmesser; s. Berg, Die Entwässerung des Blocklandes, 1864.

kann im Allgemeinen nicht wohl aus dem Drucke der Flüssigkeit nach den Regeln der Festigkeit bestimmt werden, da hiernach die Stärken meist so gering ausfallen würden, daß die Herstellung gar nicht möglich wäre. Man wird vielmehr, mit Rücksicht auf genügende Dichtheit des Gußrohres sowie wegen der beim Ausbohren auftretenden sehr starken Anstrengung auf Torsion und auch zur Ermöglichung eines etwa nothwendig werdenden Nachbohrens, gußeisernen Cylindern selten eine geringere Wandstärke als 20 mm geben, für größere Drucke und Durchmesser kann man die in Thl. II für Wassersäulenmaschinen angegebene Formel für die Wandstärke

$$e = 0,0025\, p d + 32 \text{ mm}$$

benutzen, wenn p den Druck in Atmosphären, d den Cylinderdurchmesser und e die Wandstärke bedeutet.

Die Saug- und Steigröhren werden bei allen besseren Pumpenanlagen aus Metall, und zwar aus Gußeisen, Schmiedeeisen, Kupfer oder Blei gefertigt. Nur bei kleinen Brunnenanlagen wendet man Röhren aus Holz und zwar aus Tannen-, Fichten- oder Kiefernholz an, welche zur Erlangung der genügenden Widerstandsfähigkeit mit eisernen Ringen gebunden werden. Die Weite dieser Röhren richtet sich nach derjenigen des Pumpencylinders sowohl wie nach der Geschwindigkeit des Kolbens, welche letztere sehr häufig etwa 0,3 bis 0,4 m beträgt, obwohl bei Bergwerkspumpen mit großem Hube auch Kolbengeschwindigkeiten von 1 m und darüber vorkommen. Die Weite der Röhren pflegt in der Regel so bemessen zu werden, daß die Geschwindigkeit des Wassers in ihnen nur eine mäßige Größe von etwa 1 m annimmt. Die Röhren werden in Längen von 3 bis 4 m angefertigt und entweder mit Flanschen zum Verschrauben oder mit Muffen zum Verkitten versehen; hierfür gilt das in Thl. II über Röhrenleitungen Gesagte. Besondere Sorgfalt ist auf eine möglichst dichte Verbindung namentlich bei den Saugröhren zu verwenden, da bei diesen letzteren schon eine sehr geringe Undichtheit die Saugwirkung gänzlich in Frage stellen kann, indem dadurch der atmosphärischen Luft in das Innere Zutritt gestattet wird, während Undichtheiten der Steigröhren nur entsprechende Wasserverluste im Gefolge haben. Daß die Saugröhren einem Drucke von außen auf Zerknicken, die Steigröhren dagegen einer inneren das Zerreißen anstrebenden Spannung ausgesetzt sind, bedarf keiner weiteren Erläuterung.

Auch die Wandstärken der Röhren für Pumpen werden in der Regel nicht durch die Rücksichten der Festigkeit, sondern durch diejenigen der Fabrikation und des Dichthaltens bedingt. Gußeisernen Röhren giebt man, je nach ihrem Durchmesser, Stärken zwischen 10 bis 20 mm, die schmiedeeisernen gezogenen Röhren erhalten etwa zwischen 0,04 und 0,2 m Durchmesser und Wandstärken zwischen 3 und 5 mm. Die Anwendung weiterer, aus Blech nach Art der Dampfkessel zusammengenieteter Röhren wird für

Pumpen wegen des schnellen Rostens nur in seltenen Fällen beliebt. Die engsten Röhren werden aus Kupferblech gelöthet oder aus Blei gepreßt. Hölzernen Saugröhren giebt man meist eine Wandstärke von 50 bis 80 mm, deren Weite übersteigt nur in den seltensten Fällen 0,10 m. Bei beträchtlichem Drucke von p Atmosphären kann man die Wandstärke δ etwa nach den empirischen Formeln bestimmen:

$$\delta = 0{,}0025\, p d + 12 \text{ mm für Gußeisen,}$$

$$\delta = 0{,}0009\, p d + 4 \text{ mm für Schmiedeeisen,}$$

$$\delta = 0{,}0040\, p d + 8 \text{ mm für Blei,}$$

$$\delta = 0{,}0050\, p d + 50 \text{ mm für Holz,}$$

worin d den lichten Durchmesser bedeutet.

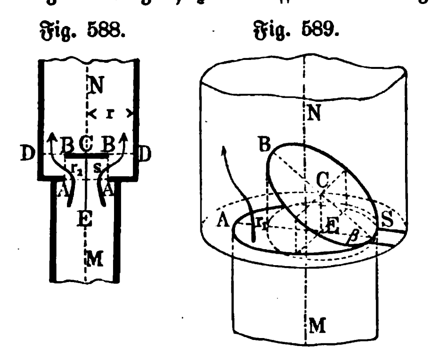
Um den Eintritt des Wassers aus dem Sammelkasten oder Pumpensumpfe in die Saugröhre zu erleichtern, pflegt man durch Abrundung der Einmündung die Contraction des eintretenden Wassers aufzuheben, auch umschließt man dieses Mundstück wohl mit einem Saugkorbe oder Seiherbleche, um eine Verunreinigung der Pumpe durch fremde Stoffe thunlichst zu vermeiden. Die Summe der Löcher dieses Saugkorbes pflegt man meistens gleich dem zwei- bis dreifachen Querschnitte des Saugrohres zu machen. Daß man die Steigröhre, wenn sie das Wasser in einen offenen Kasten austreten läßt, am oberen Ende mit einem besonderen Ausgußstücke von geeigneter Form versieht, ist selbstredend.

§. 135. **Pumpenventile.** Die Pumpenventile sitzen in besonderen Gehäusen, den sogenannten Ventilkammern, welche mit den Saug- und Steigröhren ein Ganzes bilden, und mit durch Spünde, Platten oder Thüren verschließbaren Seitenöffnungen versehen sind, um von da aus den Zustand der Ventile untersuchen und Reparaturen an denselben vornehmen zu können. Bei den einfachen Saugpumpen ist nur eine Kammer für das Saugventil nöthig, da hier das im Kolben sitzende Steigventil von der Mündung des Ausgußstückes aus besichtigt und reparirt werden kann; bei den Saughubpumpen oder sogenannten hohen Sätzen muß dagegen eine zweite Kammer unmittelbar über der Kolbenröhre angebracht werden, um zum Kolben gelangen und an demselben die etwa nöthigen Reparaturen vornehmen zu können.

Die Pumpenventile sind entweder einfache oder zusammengesetzte. Letztere werden zur Erzielung einer leichteren und größeren Eröffnung vorzüglich bei großen Pumpen angewendet. Die einfachen Ventile sind entweder Klappventile oder Hubventile (s. Bd. I.). Die Klappventile sind an einer Seite befestigt und drehen sich beim Eröffnen und Verschließen ähnlich wie eine Fallthür um ihre Angeln; die Hubventile dagegen ver-

schieben sich beim Eröffnen und Verschließen in ihrer geometrischen Axe. Es gehören vorzüglich hierher die sogenannten Kegelventile und Kugelventile. Während jene die Form eines niedrigen abgekürzten Kegels haben, bilden diese vollständige Kugeln; im ersten Falle ist natürlich auch der Ventilsitz kegelförmig sowie im zweiten kugelförmig ausgedreht. Die sogenannten Muschelventile sind nichts weiter als hohle Kegelventile. Auch sind schon von Belidor sogenannte Balancierventile in Vorschlag gebracht worden, welche ähnlich wie die Balancierschützen (in Bd. I.) durch die horizontale Axe in zwei ungleiche Theile getheilt sind, und sich daher bei der Eröffnung einerseits über den Ventilsitz erheben und andererseits unter denselben herabziehen.

Man muß die Ventile so anordnen, daß sie dem Durchgange des Wassers so wenig wie möglich Hindernisse in den Weg legen. Deshalb ist auch der Ventilmündung eine dem Querschnitte der Ventilkammer und dem Ventilhube wieder eine dem Ventildurchmesser entsprechende Größe zu geben. Ist r der Halbmesser CD der Ventilkammer oder Kolbenröhre N, Fig. 588, sowie r_1 der mittlere Halbmesser CB eines Hubventiles BB gleich dem mittleren Halbmesser der Durchgangsöffnung AA, und s der Hub AB des Ventiles, so hat man den Inhalt der Kreismündung AA:



$$\pi r_1^2,$$

den der Ringfläche zwischen DD und BB:

$$\pi (r^2 - r_1^2),$$

und den der Cylinderfläche $ABBA$:

$$2 \pi r_1 d.$$

Damit nun das Wasser durch diese drei Querschnitte mit gleicher Geschwindigkeit hindurchgehe, muß $\pi r_1^2 = \pi (r^2 - r_1^2) = 2 \pi r_1 s$ sein, wonach nun

$$r_1^2 = \frac{r^2}{2} \text{ und } s = \frac{r_1}{2},$$

d. i.

$$r_1 = r \sqrt{1/2} = 0{,}707 r \text{ und } s = r \sqrt{1/8} = 0{,}35 r$$

folgt.

Wenn sich das Klappventil BS, Fig. 589 (a. v. S.), um den Winkel $ASB = \beta$ eröffnet oder über den Ventilsitz erhebt, so ist seine Projection im Röhrenquerschnitte eine Ellipse mit den Halbaxen r_1 und $r_1 \cos \beta$, und die mittlere Eröffnungshöhe $EC = r_1 \beta$, wonach sich die Querschnitte des Wasserstromes:

$$\pi r_1^2,\ \pi r^2 - \pi r_1^2 \cos \beta \text{ und } 2 \pi r_1^2 \beta$$

ergeben, und $\pi r_1^2 = \pi (r^2 - r_1^2 \cos \beta) = 2 \pi r_1^2 \beta$ zu setzen ist, so daß $\beta = \frac{1}{2}$, d. i. $\beta^0 = 28\frac{1}{2}^0$ und $r_1^2 (1 + \cos \beta) = r^2$, also

$$r_1 = \frac{r}{\sqrt{1 + \cos \beta}},$$

oder annähernd

$$r_1 = \frac{r}{\sqrt{2 - \frac{\beta^2}{2}}} = \left(1 + \frac{\beta^2}{8}\right) \sqrt{\tfrac{1}{2}} \,.\, r = 0{,}730\, r$$

folgt.

Man kann hiernach als Regel aufstellen: der mittlere Halbmesser eines Ventiles und der zugehörigen Ventilmündung soll reichlich $\frac{7}{10}$ der Weite der Ventilkammer oder Kolbenröhre sein, ferner der Hub oder Ausschub eines Hubventiles soll die Hälfte des Ventilhalbmessers sowie der Ausschlag des Klappventiles reichlich 28° betragen.

§. 136. Die speciellere Einrichtung zweier einfachen Hubventile ist aus den Figuren 590 und 591 zu ersehen. Es ist in beiden Abbildungen A der

Fig. 590.




Fig. 591.



Ventilsitz, B die conische Ventilplatte, ferner M das Rohr, wodurch das Wasser dem Ventil zugeführt wird, und N die Ventilkammer oder das Ventilgehäuse. Damit sich das Ventil genau in seiner geometrischen Axe ausschieben könne, wird es entweder mit einem Stiel CD, Fig. 590,

versehen, oder dasselbe erhält drei bis vier radiale Flügel, wie z. B. die Sicherheitsventile (s. Thl. II) oder es wird an demselben ein cylindrischer Mantel mit Fenstern oder Durchgangsöffnungen, wie *D*, Fig. 591, angebracht, in welchem Falle man es wohl ein Laternenventil nennt.

Bei dem ersten Ventile wird der Stiel durch eine oder zwei Büchsen *C* und *D* geführt, welche durch Arme *E* und *F* mit dem Ventilsitze fest verbunden sind; bei den beiden anderen Ventilen dient der an den Ventilsitz anstoßende cylindrische Raum *EE* zur Leitung des Ventiles. Damit sich ein solches Ventil nicht unnöthig weit erhebe, versieht man es mit einem Knopfe *K*, welcher beim Ausschieben gegen ein festes Hinderniß, z. B. in Fig. 590 gegen den Steg *EE*, oder in Fig. 591 gegen einen Bolzen *L* am Deckel des Ventilgehäuses schlägt.

Klappventile sind in den Figuren 592 und 593 abgebildet. Das einfache Klappventil in Fig. 592 besteht aus einem Stück Rindleder, welches

Fig. 592.



Fig. 593.



so ausgeschnitten ist, daß es einen Kreis mit einem radial auslaufenden Lappen *B* bildet und daher nicht allein die Mündung *A* der Röhre *M* bedeckt, sondern auch mit diesem Lappen zwischen *M* und *N* befestigt werden kann. Um dieser Lederklappe die nöthige Starrheit zu verschaffen, bedeckt man sie noch durch zwei Eisenplatten, und zwar oben durch eine größere Platte *C*, welche wie die Lederscheibe 20 bis 30 mm über den Rand der Mündung *A* weg greift, und unten durch eine kleinere Platte *D*, welche nicht ganz bis zum Rande der Mündung reicht, und daher ohne Hinderniß in diese eintreten kann. Ein oder mehrere Schraubenbolzen oder Nieten verbinden beide Platten sammt dem zwischenliegenden Leder fest mit einander.

Bei sehr weiten Röhren wendet man statt der einfachen Kreisplatte zwei halbkreis- oder segmentförmige Platten an, wie Fig. 593 vor Augen führt. Hier ruht die Lederklappe *CC* in der Mitte auf einem diametral laufenden Stege, und wird durch einen zweiten an den Enden festzuschraubenden Steg *SS* darauf festgehalten. Uebrigens wird auch hier jeder der beiden Flügel der Klappe oben und unten mit Eisenplatten bedeckt.

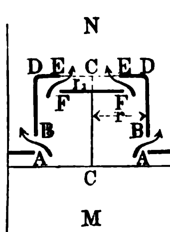
Um das Aufklappen schwerer Ventile zu erleichtern, giebt man denselben auch eine Neigung, zumal wenn sie die Mündungen horizontaler Röhren bedecken. Solche Ventile erhalten auch wohl statt der Lederklappen besondere Scharniere mit Drehaxen, und bilden dann förmliche Fallthüren. Der Durchschnitt einer solchen Ventilklappe zum Verschluß einer parallelepipedischen Röhre ist in Fig. 594 abgebildet. Es ist hier AB die eigentliche Klappe, ferner AD ein auf ihr festsitzendes, sowie EF ein mit der Röhre R ein Ganzes bildendes Ohr und C die durch beide Ohren hindurchgehende Drehungsaxe.

Fig. 594.



Bei großen Pumpwerken bringt man in neueren Zeiten nicht selten die doppelsitzigen Ventile nach Harvey und West in Anwendung. Diese Ventile sind den doppelsitzigen Dampfventilen (siehe Bd. II) nachgemacht. Das glockenförmige Ventil BDE, Fig. 595, ruht mit der weiteren Mündung B auf dem ringförmigen Sitze A und mit der engeren Mündung auf dem tellerförmigen Sitze F; dasselbe bietet daher bei seiner Eröffnung dem Wasser zwei ringförmige Mündungen $ABBA$ und $FEEF$ zum Durchströmen dar. Bezeichnen r und r_1 die Halbmesser CD und CE der Ventilmündungen, und ist s die Größe $AB = FE$ des Ventilhubes, so hat man den Inhalt des Querschnittes der Durchgangsmündungen:

Fig. 595.



$$F_1 = 2\pi r s + 2\pi r_1 s = 2\pi s (r + r_1).$$

Bezeichnet ferner z die durch die Höhe einer Wassersäule gemessene Differenz zwischen dem Wasserdrucke unter dem Ventile und dem über demselben, so hat man die Kraft, mit welcher das Wasser das Ventil zu heben sucht:

$$\pi (r^2 - r_1^2) z \gamma,$$

und ist nun diese Kraft größer als das Ventilgewicht G, also

$$\pi (r^2 - r_1^2) z \gamma > G,$$

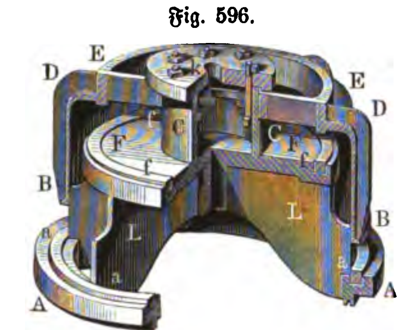
so findet dieses Aufheben auch wirklich statt.

Bei Saugventilen ist $z = b - h_2$, d. i. die Wasserbarometerhöhe b vermindert um die Saughöhe h_2, vom Unterwasserspiegel bis zum Ventilsitz gemessen.

Die specielle Einrichtung eines solchen doppelsitzigen Pumpenventiles ist aus Fig. 596 zu ersehen. Es ist auch hier BDE die bewegliche Glocke oder

das eigentliche Ventil, sowie *A* der weitere ringförmige und *F* der engere, tellerförmige Ventilsitz. Die ringförmigen Berührungsflächen sind genau abzudrehen, auch läßt man wohl die Ventile auf besondere, aus Holz oder einem weicheren Metalle bestehende Ringe *a* und *f* aufschlagen. — Die Flügel *L* dienen dem Teller *F* als Stütze und dem Ventile zur Leitung. Den letzteren Zweck hat aber auch der auf *F* sitzende Cylinder *C*, welchen das Ventil mittelst eines Ringes umfaßt, und die auf *C* aufgeschraubte Scheibe *k* verhindert das zu große Ausschieben des Ventiles.

Fig. 596.



Da die gewöhnlichen Doppelsitzventile zu ihrer Eröffnung noch immer einen nicht unbeträchtlichen Ueberdruck erfordern, dieselben auch zu stark aufschlagen, wenn man ihren Hub nicht auf geringe Größe beschränkt, und da sie überhaupt dem Durchgange des Wassers mehrfache Hindernisse in den Weg legen, so hat man in neueren Zeiten noch andere Pumpenventile in Vorschlag und zur Ausführung gebracht. Hierher gehören die Ventile von Hosking, Jenkyn, Simpson u. s. w. mit mehrfachen Durchgangsöffnungen.

Fig. 597.



Fig. 598.



Besonders zu beachten sind die sogenannten Riemenventile von Hosking, wovon Fig. 597 einen verticalen Durchschnitt darstellt. Diese Ven-

tile bestehen aus einer Reihe ringförmiger Ventilsitze *A*, *B*, *C* ..., welche in Form einer Pyramide über einander liegen und durch ringförmige Ventilklappen *a*, *b*, *c*... bedeckt sind. Diese Klappen bestehen aus Leder oder aus Kautschuk und bilden entweder vollständige Ringe oder getrennte Ringstücke. Jede dieser Klappen wird durch den darüber befindlichen Ventilsitz festgehalten, und sämmtliche Ventilsitze werden wieder durch einen Schraubenbolzen *DE* fest mit einander verbunden. Statt der Klappen hat man auch Kautschukbälle *a*, *b*, *c*... angewendet, welche in conischen Sitzen aufliegen und von besonderen Gehäusen, wie Fig. 598 vor Augen führt, eingeschlossen werden *).

Bei den sogenannten Kastenpumpen, von welchen weiter unten die Rede ist, sind es ebenfalls ganze Reihen von Ventilen, durch welche das Wasser in und aus dem Pumpencylinder gelangt.

In welcher Weise der zur Eröffnung der Ventile erforderliche Ueberdruck durch ein Gewicht, insbesondere durch den Bochholtz'schen Kraftregenerator, ausgeübt werden kann, wurde schon in Thl. III, 1, Cap. IX aus einander gesetzt.

§. 137. **Pumpenkolben.** Die massiven Pumpenkolben gleichen den Treibkolben der Wassersäulenmaschinen (s. Bd. II) und bestehen daher entweder aus einem niedrigen Cylinder, dem sogenannten Kolbenstocke, und der denselben umgebenden Liderung, oder sie bilden einen langen ungeliderten Cylinder, den sogenannten Mönch oder Plunger, und werden durch eine in dem Pumpencylinder festsitzende Stopfbüchse abgedichtet. Der Kolbenstock

Fig. 599.



Fig. 600.



besteht entweder aus Buchenholz, welches vorher in Oel gekocht wird, oder er wird aus Eisen oder Bronze gegossen. Die Liderung besteht bei den

*) S. On Improvements in Pump Valves in The Artizan, Vol. XVI, May 1. 1859.

gewöhnlichen Pumpenkolben aus einem einfachen oder zusammengenähten Lederstreifen, dem sogenannten Stulpe, bei den Luft- und Warmwasserpumpen der Dampfmaschinen, wo das Leder durch die Wärme zu sehr leidet, aus Hanfzöpfen. Die Breite des Liderungskranzes kann man passend zu $b = 50\,\mathrm{mm} + 0{,}1\,d$ annehmen, worin d den Durchmesser des Kolbens bezeichnet. Kolben für doppeltwirkende Pumpen müssen natürlich zwei Liderungskränze erhalten. Einen solchen Kolben führt Fig. 599 vor Augen. Es ist hier A der eigentliche Kolbenstock, BC die durch denselben hindurchgehende Kolbenstange, D der eine und F der andere Stulp, ferner E der obere und G der untere Stulpdeckel, endlich S eine über das untere Ende der Kolbenstange greifende Schraube, womit diese Theile gegen einen vorstehenden Bundring R der Kolbenstange gepreßt und zu einem Ganzen vereinigt werden.

Bei den Ventilkolben sind die Kolbenstöcke nach der Axenrichtung durchlocht, d. i. mit prismatischen Löchern zum Durchgang des Wassers versehen, und besitzen Klappenventile, welche diese Durchgangscanäle von oben bedecken. Um den Durchgang des Wassers möglichst zu erleichtern, muß man der Durchgangsöffnung einen thunlichst großen Querschnitt geben, und an der Stelle, wo das Wasser eintritt, abrunden. Wenn man das Ende der Kolbenstange nicht gabelt, sondern in gerader Linie durch den Kolbenstock führt, so erhält derselbe zwei Durchgänge und auch zwei Ventilklappen.

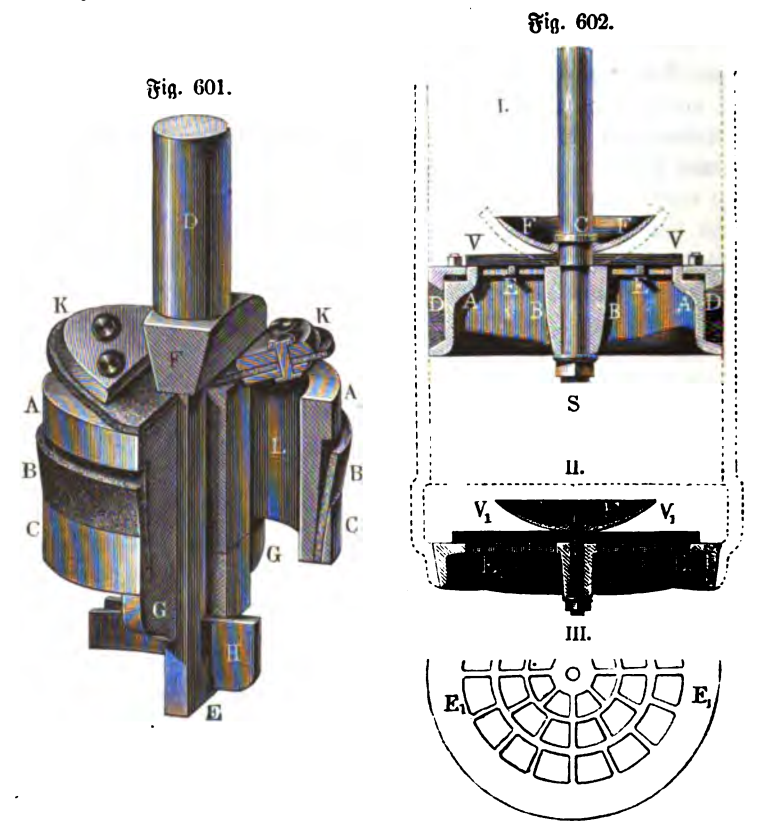
Einen hölzernen Ventilkolben mit gegabelter Kolbenstange und einer Durchgangsöffnung zeigt Fig. 600. Es ist hier A der Kolbenstock, CBC die das Ende der Kolbenstange bildende Gabel, welche mit ihren Zinken CS durch den Kolbenstock geht und durch Schrauben, wie S, mit demselben fest verbunden wird.

Ferner ist D der zusammengenähte und auf den Kolbenstock aufgenagelte Lederstulp, welcher durch einen von unten angetriebenen eisernen Ring E festgehalten wird, sowie F ein zweiter eiserner Ring, welcher in Vereinigung mit dem ersteren das Aufreißen des Kolbenstockes verhindert. Endlich ist V die oben durch Eisenblechtafeln bedeckte Lederklappe, welche das Kolbenloch L bedeckt und bei N auf den Kolbenstock aufgenagelt oder aufgeschraubt wird. Um das Zurückgehen des Ringes E zu verhindern, werden einige Holz- oder Lederstücke wie G in die Rinne, welche derselbe vor seinem Auftreiben einnimmt, genagelt.

Ein eiserner Ventilkolben mit einfacher Kolbenstange und zwei Kolbenlöchern ist in Fig. 601 (a. f. S.) abgebildet. Es ist hier A der gußeiserne Kolbenstock, B der Lederstulp, welcher auf der conischen Außenfläche des Kolbenstockes festsitzt und auf demselben durch den oben zugeschärften schmiedeeisernen Ring C festgehalten wird; ferner ist DE die Kolbenstange,

mit welcher der Steg F ein Ganzes ausmacht, und $G\,G$ ein von unten über die Kolbenstange gesteckter Steg, sowie H ein Keil, durch dessen Eintreiben der Kolbenstock zwischen den Stegen festgeklemmt und mit der Kolbenstange verbunden wird; endlich sind K, K die beiden von Eisenplatten bedeckten ledernen Ventilklappen, welche die beiden kreissegmentförmigen Durchgangsöffnungen des Kolbens von oben bedecken.

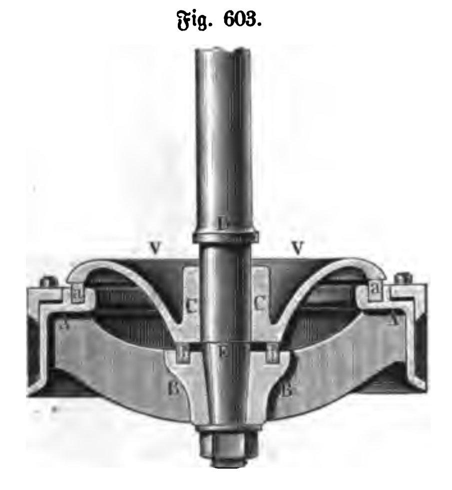
Fig. 601. Fig. 602.



Bei den Luft- und Warmwasserpumpen der Dampfmaschinen haben sich die Ventilklappen mit Kautschuk sehr bewährt, da dieselben besser abschließen als die Metallventile. Die Einrichtung eines Pumpenkolbens mit solchen Kautschukventilen ist aus Fig. 602 I. zu ersehen. Der Pumpenkörper besteht hier aus einem Kranze A, welcher durch vier Arme mit der Hülse B, durch welche das Ende der Kolbenstange $C\,S$ hindurchgeht, verbunden ist. Die Liderung oder Packung D besteht aus Hanfzöpfen und ist dieselbe wie bei den früher gebrauchten Dampfkolben mit Hanfliderung

(s. Thl. II) eingerichtet. Die das Ventil bildende Kautschuk- oder Gummiplatte V ruht auf einem Gitter E, welches auf den Armen des Kolbenstockes festsitzt, und legt sich beim Aufgehen an einen auf der Kolbenstange festsitzenden Fänger oder Teller F. In Fig. 602 II. ist das genau wie das Kolbenventil eingerichtete Fuß- oder Saugventil V_1, sowie in Fig. 602 III. die gitterförmige Lagerplatte E_1 desselben abgebildet. Um das Strecken der Kautschukplatten zu verhindern, giebt man denselben eine Leinwandeinlage.

Fig. 603.



Endlich hat man noch Luft- und Warmwasserpumpenkolben mit metallenen Doppelventilen, wie Fig. 603. Der Kolbenstock A ist hier ähnlich geformt wie bei dem Kolben in Fig. 602; aber das Ventil V besteht hier aus einem gußeisernen oder messingenen Teller und ist mittelst einer Hülse C auf dem abgedrehten Theile DE der Kolbenstange bis zum Anlaufe D verschiebbar. Den Abschluß bewirken zwei in den Kolbenstock eingesetzte Messingringe aa und bb, auf welche der Ventilteller aufgeschliffen ist.

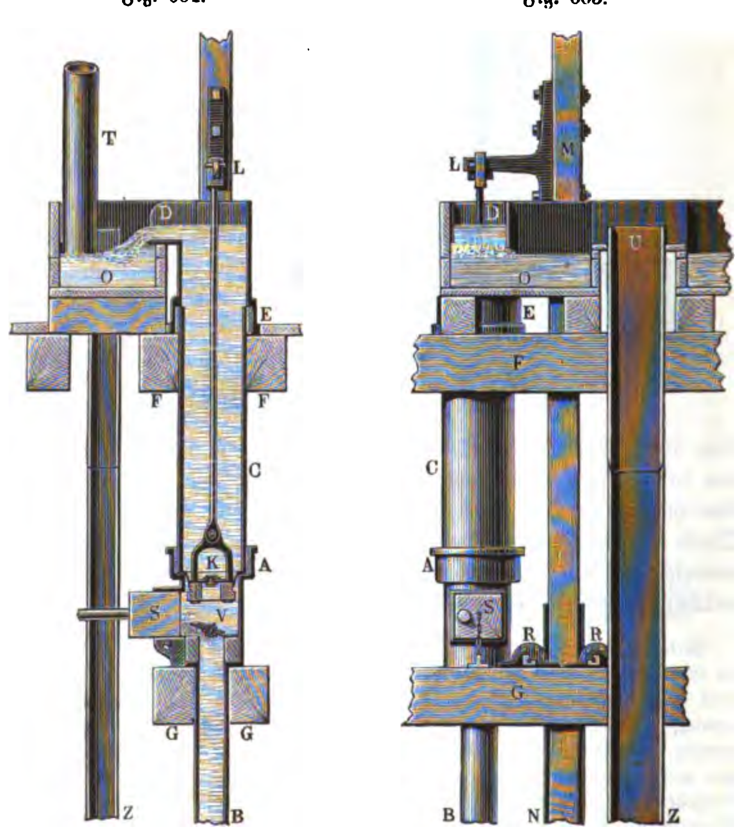
Metallene Kolbenliderungen, wie solche bei den Dampfcylindern jetzt allgemein in Gebrauch sind, werden bei Pumpen nicht angewandt, weil sie durch die von dem Wasser meist mitgerissenen festen Körper, wie Sand, erfahrungsmäßig schnell undicht gemacht werden. Aus diesem Grunde sind auch Gummi- und Lederventile beim Fördern von unreinem Wasser, wie z. B. bei Bauentwässerungen, den metallenen Ventilen vorzuziehen, welche letzteren nur in den Fällen nicht zu umgehen sind, wo der hohe Druck oder die hohe Temperatur des Wassers die Anwendung von Leder oder Gummi ausschließt.

§. 138. **Saug- und Hubpumpen.** Die specielle Einrichtung einer Saugpumpe oder eines sogenannten Saugsatzes, wie er beim Freiberger Bergbau angewendet wird, ist aus den Abbildungen Fig. 604 und 605 (a. f. S.) zu ersehen. Es besteht hier der gußeiserne Pumpencylinder in einer einfachen Röhre, der sogenannten Kolbenröhre C. Dieselbe sitzt in der Muffe des Ventilgehäuses oder unteren Satzstückes AB, welches zugleich den Anfang oder den oberen Theil B der Saugröhre bildet, und ist am oberen Ende ebenfalls mittelst Muffe mit dem Ausguß- oder oberen Satzstück DE ver-

bunden. Beide Satzstücke ruhen auf den sogenannten Satzhölzern *F* und *G* auf. Die Oeffnung, von welcher aus das Saugventil *V* untersucht und nach Befinden reparirt wird, ist durch einen hölzernen Spund *S* verschlossen. Die Kolbenstange *KL* wird an einen Arm *LM*, den sogenannten Krumms,



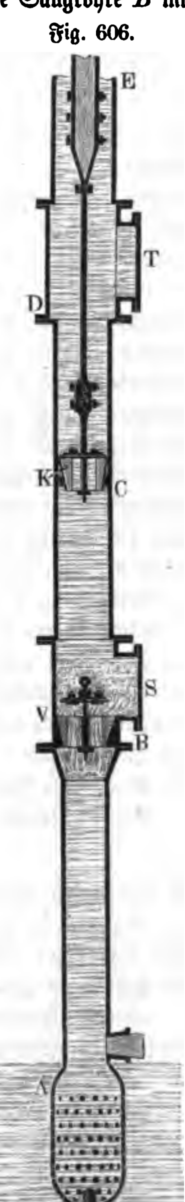
Fig. 604. Fig. 605.



angeschlossen, welcher mittelst Schrauben fest mit dem Schachtgestänge *MN* verbunden ist. Um dem Biegen des letzteren in Folge des excentrischen Angriffes der Pumpenlast entgegenzuwirken, läßt man dieses Gestänge zwischen den Gestängwalzen *R, R* auf- und niedergehen. Das gehobene Wasser wird mittelst des Ausgusses *D* in den sogenannten Satzkasten *O* geleitet, über dessen Boden die nächst höhere Saugröhre *T* einmündet. Wenn der Satz *MCB* mehr Wasser in den Kasten *O* ausgießt, als der folgende Satz hebt, und daher das Wasser in diesem Kasten sehr hoch steigt, so fällt ein Theil

des Wassers durch den Lutten UZ zurück in den unteren Satzkasten, worin die Saugröhre B mündet.

Fig. 606.



In manchen Bergwerksrevieren wendet man auch sogenannte hohe Sätze an, welche sich von dem im Vorstehenden beschriebenen Saugsatz im Wesentlichen dadurch unterscheiden, daß hier auf das Kolbenrohr noch mehrere Röhren aufgesetzt sind, welche eine längere Steigröhre (s. §. 129) bilden. Der verticale Durchschnitt eines solchen Satzes ist in Fig. 606 abgebildet. Es ist hier C die Kolbenröhre, AB die Saugröhre und DE die Steigröhre, ferner ist B die Ventilkammer für das Saugventil V mit der durch eine Deckplatte S verschlossenen Arbeitsöffnung, durch welche die Besichtigung, etwaige Reparatur u. s. w. des Ventiles ermöglicht wird. Um auch zum Kolben und Kolbenventil bequem gelangen und, wenn es

Fig. 607.



nöthig ist, Reparaturen an denselben vornehmen zu können, ist über der Kolbenröhre ein zweites Gehäuse *D* mit einer Seitenöffnung angebracht, welche ebenfalls durch eine Eisenplatte *T* verschlossen wird. Das untere Ende der Saugröhre ist birnförmig erweitert und zum Abhalten von Unreinigkeiten mit vielen feinen Eintrittslöchern versehen.

Man kann auch bei Pumpen mit Ventilkolben die Steigröhre seitwärts in den Cylinder einmünden lassen, indem man die Kolbenstange derselben durch eine Stopfbüchse führte. Der verticale Durchschnitt einer solchen Construction ist in Fig. 607 (a. v. S.) abgebildet. Es ist hier *C* der Pumpencylinder mit dem Seitenrohr *D*, worauf die Steigröhre zu stehen kommt, sowie *B* die Ventilkammer mit dem Ansatzrohr *A* für die Saugröhre. Das Ganze ruht mittelst der an *B* angegossenen Füße *E* auf den Schwellen *S*. Der Ventilsitz besteht aus zwei rectangulären Rahmen *G*, welche sich unter einer Neigung von 45° gegen eine verticale Wand *BF* stützen; die Ventile *VV* sind messingene Klappen und schlagen mittelst angegossener Nasen bei ihrer Eröffnung gegen die verticalen Seitenwände der Ventilkammer. Der Kolbenstock *K*, welcher in der Abbildung nur halb durchschnitten dargestellt ist, besteht aus einer kurzen Messingröhre mit einer zum Einlegen der Liderung *L* dienenden Nuth und einer die Angeln der halbkreisförmigen Ventilplatten *WW* tragenden Scheidewand *M*. Um einen möglichst gleichförmigen Ausguß zu erhalten, läßt man die Kolbenstange *OP* in einen hohlen Mönch oder Plunger *NO* endigen, an welchen dann der Kolbenstock mittelst eines Bügels und durch eine Schraube *H* befestigt wird. Nimmt der äußere Querschnitt dieses Mönchs die Hälfte des Querschnitts des Pumpencylinders ein, so drückt die Pumpe beim Niedergange ebenso viel Wasser empor, wie sie beim Aufgange anhebt, und ist hierbei noch die Saughöhe sehr klein gegen die Steighöhe, so fällt auch die Kraft beim Aufgange des Kolbens nicht viel größer aus als die Kraft beim Niedergange (s. §. 133).

Man kann auch den gewöhnlichen Ventilkolben durch eine außen abgedrehte Röhre ersetzen, welche in ihrem Inneren ein Ventil trägt und in den zu diesem Zwecke mit Stopfbüchsen versehenen Enden der Saugröhre und der Steigröhre auf- und niedergeschoben wird. Es gehören hierher die Perspectivpumpen von Althans und Rittinger. Die ersteren Pumpen sind zuerst von Herrn Bergrath Althans bei der Wassersäulenmaschine auf der Grube Pfingstwiese bei Ems angewendet worden. Sie haben noch das Eigenthümliche, daß hier der Kolben aus zwei in einander steckenden Röhren besteht, so daß man je nach dem Bedürfniß entweder nur die innere oder beide Röhren vereinigt auf- und niedergehen lassen kann. Die Einrichtung einer Rittinger'schen Perspectivpumpe, wie sie beim Bergbau in

Joachimsthal und Schemnitz angewendet wird *), ist aus dem verticalen Durchschnitte Fig. 608 zu ersehen. Es ist hier V das am Ende A der Saugröhre befindliche Saugventil, W das in dem röhrenförmigen Kolben CD sitzende Steig- oder Kolbenventil, ferner B der die eigentliche Kolbenröhre bildende Aufsatz auf der Saugröhre, E die Steigröhre, endlich ist C die auf der Kolbenröhre B befindliche Stopfbüchse, womit das untere Ende des Röhrenkolbens umgeben ist, und D die Stopfbüchse, welche auf dem oberen Ende des Röhrenkolbens angebracht ist und das abgedrehte Ende der Steigröhre E umgiebt. Die Art und Weise wie der Röhrenkolben CD an das auf- und niedergehende Gestänge angeschlossen ist, führen die beiden Durchschnitte I. und II. in Fig. 609 vor Augen. Es ist auch hier W das Kolbenventil, ferner G das Gestänge und K der mit dem Ventilgehäuse ein Ganzes bildende und an das Gestänge angeschraubte Pumpenarm oder sogenannte Krumms.

Fig. 608.

Fig. 609.

Der Hahn H dient zum Ablassen des Wassers aus dem Ventilraume. Bei den Perspectivpumpen von Althans ist der Röhrenkolben mittelst Doppelarme und besonderer Kolbenstange an das Gestänge angeschlossen, und daher der Angriff der Kraft ein vollkommen centrischer **).

Damit diese Pumpe beim Aufgang und Niedergang gleichviel Wasser giebt, macht man auch hier den äußeren Querschnitt des Steigrohres halb so groß als den des Röhrenkolbens, d. i. den Durchmesser des ersteren $= \sqrt{1/2} = 0{,}707$ des Durchmessers vom letzteren.

Diese Pumpen haben mit den gewöhnlichen Mönchspumpen den Vorzug, daß sie leichter zu beaufsichtigen

*) S. Polytechn. Centralblatt 1851, ferner Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenwesen u. s. w. 1856.

**) S. Prechtl, Technolog. Encyclopädie. Bd. 11, Art. Pumpen.

Fig. 610.



und zu schmieren sind, und sich auch beim Heben von unreinem oder sandigem Wasser gut anwenden lassen.

Eine vorzügliche **Saug- und Hubpumpe mit massivem Kolben** ist in Fig. 610 abgebildet. Dieselbe gehört zu der in Band II beschriebenen Wassersäulenmaschine zu Huelgoat in der Bretagne, und wird von dieser unmittelbar so in Bewegung gesetzt, daß sie in der Minute $5^{1}/_{2}$ Spiele zu je 2,3 m Hub macht. Die gedachte Wassersäulenmaschine hat bei einem Gefälle von 61 m einen Treibkolben von 120 cm Durchmesser, wogegen die von ihr bewegte Pumpe mittelst eines Kolbens von 0,422 m Durchmesser das Wasser 230 m hoch hebt. In der Abbildung ist AB die 0,275 m weite Saugröhre, B die Ventilkammer für das Saugventil, E die für das Steigventil und FG das untere Stück der Steigröhre. Die Einmündung der Saugröhre befindet sich ungefähr $^{1}/_{2}$ Meter unter dem Unterwasserspiegel und ist mit einem aus zwei Klappen bestehenden Fußventile A versehen. Die Saughöhe beträgt circa 6 m, folglich die Steighöhe $230 - 6 = 224$ m. Die Ventilkammer B und der unten offene Pumpencylinder CD sind durch ein Halsstück D unmittelbar mit einander verbunden. Der Pumpencylinder und die Kolbenstange KS sammt dem mit ihr ein Ganzes bildenden Kolbenstocke sowie auch die Ventile bestehen aus Bronze. Um einen luft- und wasserdichten Abschluß des Kolbens und der Kolbenstange zu erlangen, ist der erstere sowohl mit einem nach unten als auch mit einem nach oben gerichteten Lederstulpe versehen und

die letztere durch eine mit Lederscheiben ausgefüllte Stopfbüchse S geführt. Die Verbindung der Steigröhre mit der Ventilkammer E wird ebenfalls durch einen Lederstulp bewirkt. Man kann daher auch nach gehöriger Schraubenlösung das Halsstück E etwas aufwärts schieben, und die Kammer B abnehmen, wenn es darauf ankommt, neue Ventile einzusetzen.

Noch ist die Pumpe mit einer engen Röhre MNO versehen, wodurch der Raum zwischen beiden Ventilen ohne Eröffnung der Ventile, sowohl mit der Steigröhre als auch mit der Saugröhre in Verbindung gesetzt und die ganze Pumpe vor dem Ingangsetzen derselben mit Wasser angefüllt werden kann. Eröffnet man bei gefüllter Steigröhre die Hähne M und O, sowie auch einen engen Hahn, welcher aus der Kammer B in die freie Luft führt, so fließt das Wasser auf dem Wege MO in die Saugröhre AB, und die in derselben befindliche Luft hebt das Ventil und strömt durch den Seitenhahn in das Freie. Um den Pumpenraum und die Ventilkammer BE ganz mit Wasser anzufüllen, öffnet man auch noch den Hahn N so lange, bis die Luftausströmung durch den Seitenhahn in ein Ausfließen von Wasser übergeht.

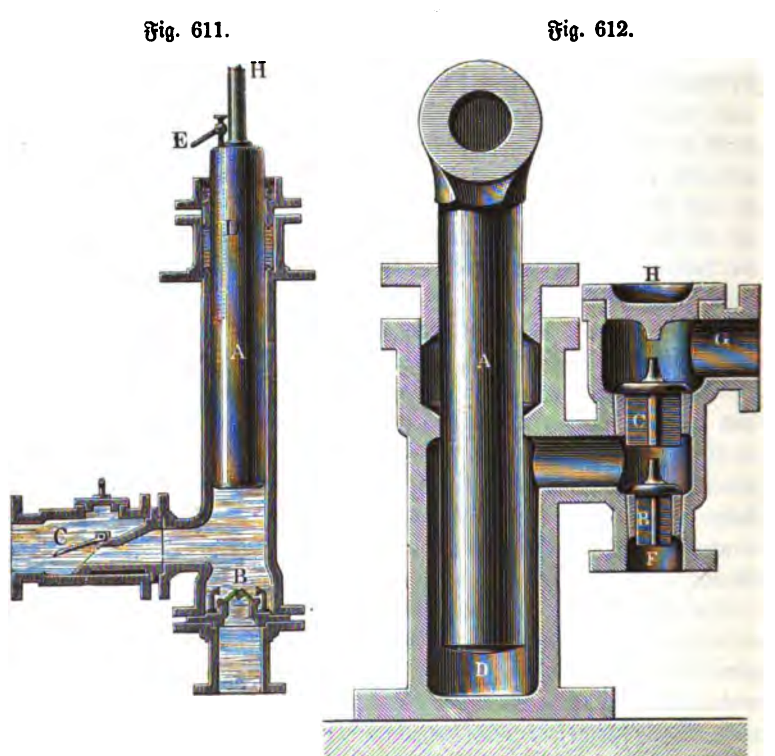
Endlich befindet sich in der Saugröhre ein durch eine Art Sicherheitsventil verschlossenes Seitenröhrchen, an welchem das wasserdichte Abschließen der Ventile zu erkennen ist. Schließt das Saugventil nicht gehörig ab, so tritt beim Aufgange des Pumpenkolbens die Saugröhre mit der Steigröhre in Communication, es hebt sich in Folge des dann im Saugrohre stattfindenden Druckes das Probeventil U und läßt Wasser ausströmen. Dasselbe findet auch bei einem unvollkommenen Abschlusse des Steigventiles statt, wenn man während des Stillstandes der Maschine die Hähne N und O eröffnet.

Die Maschine hat, so lange die Pumpe ganz mit Wasser angefüllt ist, einen ganz sanften Gang, wobei die Kolbengeschwindigkeit bei jedem Auf- oder Niedergange mit Null beginnt, sich anfangs allmälig steigert, nachher wieder allmälig abnimmt und zuletzt wieder in Null übergeht. Hat sich aber, etwa in Folge des unvollkommenen Abschließens der Liderung, Luft in der Ventilkammer BE angesammelt, so erfolgt die Eröffnung des Steigventiles erst dann, wenn diese Luft bis zu einem gewissen Grade zusammengedrückt ist und der Kolben eine größere Geschwindigkeit angenommen hat. Es muß hierbei auch die ganze Wassermasse in der Steigröhre diese Geschwindigkeit plötzlich annehmen und daher eine Erschütterung der ganzen Maschine erfolgen.

Saug- und Druckpumpen. Die Druckpumpen, welche das Wasser beim Kolbenniedergange emporbrücken, lassen sich mittelst eines langen Gestänges nicht direct in Bewegung setzen, weil sich dieses zu stark §. 139.

biegen würde; sie kommen daher **entweder nur dann** zur Anwendung, **wenn der Pumpenkörper nahe bei der Kraftmaschine steht, oder wenn sie das Wasser durch das Gewicht des niedergehenden Gestänges emporbrücken.** Wegen des leichteren Instandhaltens der Liderung wendet man in den neueren Zeiten bei den Druckpumpen fast nur **Taucher-** oder **Mönchskolben (Plunger)** an, wie *A*, Fig. 611. Bei der hier abgebildeten Pumpe besteht das Saugventil *B* aus zwei und das Druckventil *C*

Fig. 611. Fig. 612.



aus einer geneigten Klappe. In Folge des unter die atmosphärische Pressung verminderten Druckes, welcher in dem Pumpencylinder beim Aufgange des Kolbens auftritt, wird die in dem angesaugten Wasser enthaltene Luft zum Theil frei. Um eine Ansammlung derselben in dem Cylinder zu verhindern, durch welche die Saugwirkung beeinträchtigt oder ganz in Frage gestellt werden kann, ist die Weite des Pumpencylinders nicht größer gemacht, als der Durchmesser des Kolbens. Um die etwa doch noch unter der Stopfbüchse sich ansammelnde Luft zu entfernen, ist der Kolben mit einem

engen oberhalb durch den Hahn E verschließbaren Canale D versehen, welcher den inneren Pumpenraum mit der äußeren Atmosphäre in Verbindung setzt, sobald der Hahn E geöffnet wird. Letzteres darf natürlich nur während des Kolbenniederganges geschehen, wenn die in dem Cylinder angesammelte Luft aus demselben entfernt werden soll, da ein Offenstehen des Hahns auch beim Kolbenaufgange nur das Ansaugen von Luft anstatt von Wasser zur Folge haben würde. Zuweilen bedient man sich eines solchen Lufthahns am Pumpencylinder, um durch sein Oeffnen die Wirkung der Pumpe aufzuheben, ohne die Bewegung des Kolbens unterbrechen zu müssen.

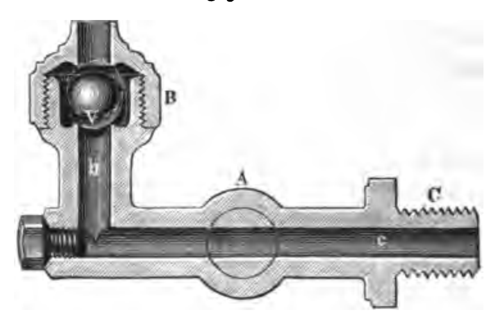
Ein einfacheres Mittel zur Verhinderung des Ansammelns von Luft im Pumpencylinder besteht darin, daß man das Ventilgehäuse an dem Pumpencylinder dicht unter der Stopfbüchse anordnet, wie dies bei der in Fig. 612 dargestellten, sehr gebräuchlichen Kesselspeisepumpe der Fall ist. Hierbei findet die Luft gar keinen Raum zum Ansammeln, indem sie in dem Maße, wie sie frei wird, auch durch das Steigventil C nach dem Steigrohre G abgeführt wird. Das aus dem Saugrohre F durch das Saugventil eintretende Wasser füllt hierbei zunächst den Cylinder D, aus welchem es beim Niedergange des Kolbens durch das Steigventil nach dem Steigrohre fortgepreßt wird. Hierbei darf daher der Kolben A den Cylinder D nicht vollständig erfüllen, vielmehr muß zwischen dem Kolben und der Cylinderwand ein ringförmiger Zwischenraum von genügender Größe verbleiben, um das besagte Austreten des Wassers aus dem Cylinder nach dem Ventilgehäuse zu ermöglichen. Ein besonderer Vortheil dieser zuletzt angegebenen Pumpenconstruction besteht noch in der Anordnung der Ventile direct über einander, in Folge deren nach Entfernung des Verschlußdeckels H sogleich beide Ventile zugänglich sind, indem das Steigventil C so weit gemacht ist, daß das darunter befindliche Saugventil B durch den Sitz von C hindurchgezogen werden kann.

Auch bei der Führung der Saugröhren von dem Pumpensumpfe nach der Pumpe hat man sorgfältig höchste Gipfelpunkte oder sogenannte Luftsäcke zu vermeiden, in denen ein Ansammeln von Luft möglich ist; vielmehr hat man das Saugrohr überall nach der Pumpe hin ansteigen zu lassen, um eine stetige Entfernung der Luft durch die Pumpe zu bewirken.

Zur selbstthätigen und unausgesetzten Entfernung der frei werdenden Luft aus dem Pumpenkörper kann man sich mit Vortheil auch des von Reuleaux angegebenen Ventilhahns bedienen. Dieser in Fig. 613 (a. f. S.) abgebildete Apparat besteht im Wesentlichen in einem doppelsitzigen Kugelventile V mit nur 3 bis 4 mm Hub oder Spielraum. Wird der Apparat mittelst des Gewindes C an den Pumpenkörper angeschraubt und der mit

ihm verbundene Hahn A geöffnet, so treibt der Pumpenkolben bei seinem Eintauchen die im Pumpenkörper befindliche Luft in die Röhre cb; dieselbe hebt nun die als Ventil dienende Kugel V von ihrem unteren Sitze ab und drückt sie gegen ihren oberen Sitz, während bei dem Rückgange des Kolbens

Fig. 613.

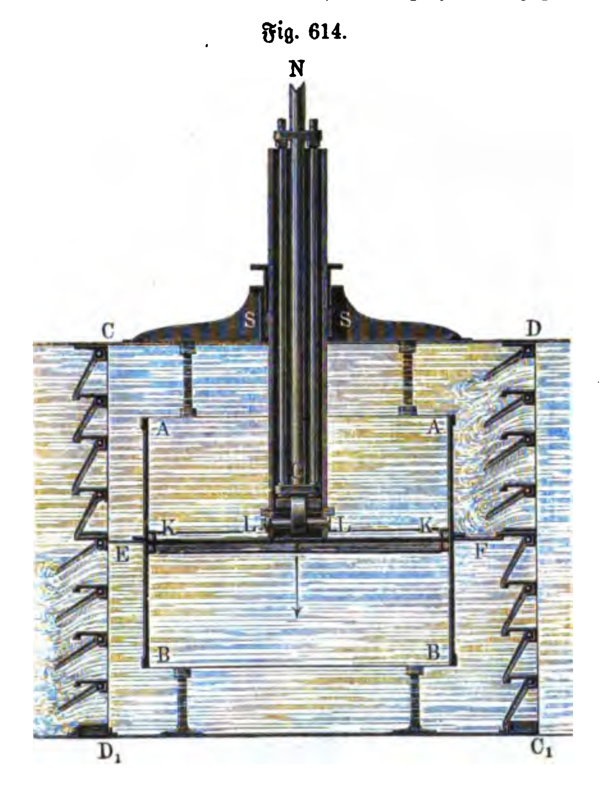


die Kugel wieder in ihren unteren Sitz zurückfällt. Beim darauf folgenden Kolbenniedergange hebt sich die Kugel von Neuem und gelangt so in eine schwingende Bewegung, welche so lange anhält, bis sich die Röhre cb mit Wasser anfüllt, welches dann die Kugel während des ganzen Kolbenspieles gegen ihren oberen Sitz andrückt.

§. 140. **Doppeltwirkende Pumpen.** Bei den Entwässerungsanlagen bringt man in neueren Zeiten mit Vortheil die sogenannten Kastenpumpen des niederländischen Oberingenieurs Fynje in Anwendung. Diese Pumpen unterscheiden sich von den gewöhnlichen Pumpen dadurch, daß die Ventile derselben nicht im Innern der Pumpe, sondern außerhalb derselben an einem besonderen Kasten angebracht sind. Der verticale Durchschnitt einer solchen doppeltwirkenden Kastenpumpe ist in Fig. 614 abgebildet. Es ist hier AB der oben und unten offene und auf Füßen stehende Pumpencylinder, KK der in demselben auf- und niedergehende und mit Holzreifen abgeliderte massive Kolben, ferner ist CDC_1D_1 ein diesen Cylinder umgebender Blechkasten, welcher durch eine rings um den Cylinder herumlaufende Scheidewand EF in zwei Kammern abgetheilt wird. Die mittelst eines Bolzens LL an den Kolben angeschlossene Kolbenstange NO ist von einer ebenfalls mit dem Kolben fest verbundenen Röhre umgeben, welche durch eine Stopfbüchse S im Deckel CD des Pumpenkastens geführt wird. Die offenen Seiten CD_1 und C_1D dieses Kastens sind mit gußeisernen Rahmen versehen, woran die gußeisernen und mit Holz bekleideten Ventile in etwas schräger Lage aufgehangen werden. Der Kastenraum steht auf der Seite

$C_1 D$ mit dem Unterwasser, und auf der Seite $C D_1$ mit dem Oberwasser in Communication, es öffnen sich daher die an der ersteren hängenden Ventile nach innen und die an der zweiten hängenden Ventile nach außen. Diese Pumpen haben vor anderen Pumpen den großen Vorzug, daß sie dem

Fig. 614.

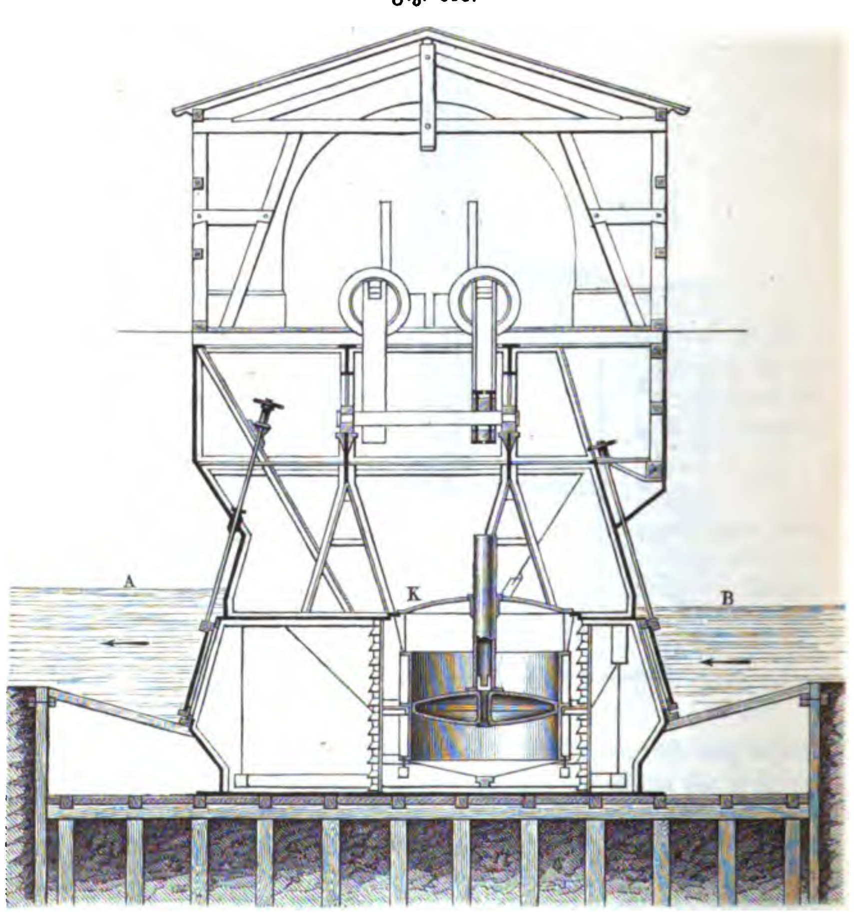


Wasser zum Ein- und Austritte aus denselben sehr große Querschnitte darbieten, so daß dasselbe hier nur eine Geschwindigkeit anzunehmen nöthig hat, welche nahe gleich der des Kolbens ist, daß folglich die letztere Geschwindigkeit eine viel größere sein kann, als bei den gewöhnlichen Röhrenpumpen, wo der Querschnitt der Ventildurchgänge nur ein kleiner Theil vom Kolbenquerschnitte ist. Man läßt daher auch diese Pumpen mit einer mittleren Geschwindigkeit von etwa 1,5 m arbeiten *).

*) Siehe „Die Trockenlegung von Ländereien und die Kastenpumpen von Krüger", in Erbkam's Zeitschrift für das Bauwesen, 1858, auch Polytechn. Centralbl. 1858.

Ein besonderer Vortheil dieser Pumpen, welcher dieselben vorzugsweise zur Entwässerung von Niederungen tauglich macht, wobei es sich immer um die Hebung großer Wassermengen auf kleine Höhen handelt, besteht ferner darin, daß dieselben das Wasser stets nur genau auf die Höhe *h* zu heben brauchen, welche dem Niveauunterschiede zwischen dem Außenwasserstande *A*, Fig. 615, in dem Abflußcanale und dem Binnenwasserstande *B* in der Niederung entspricht, ohne

Fig. 615.

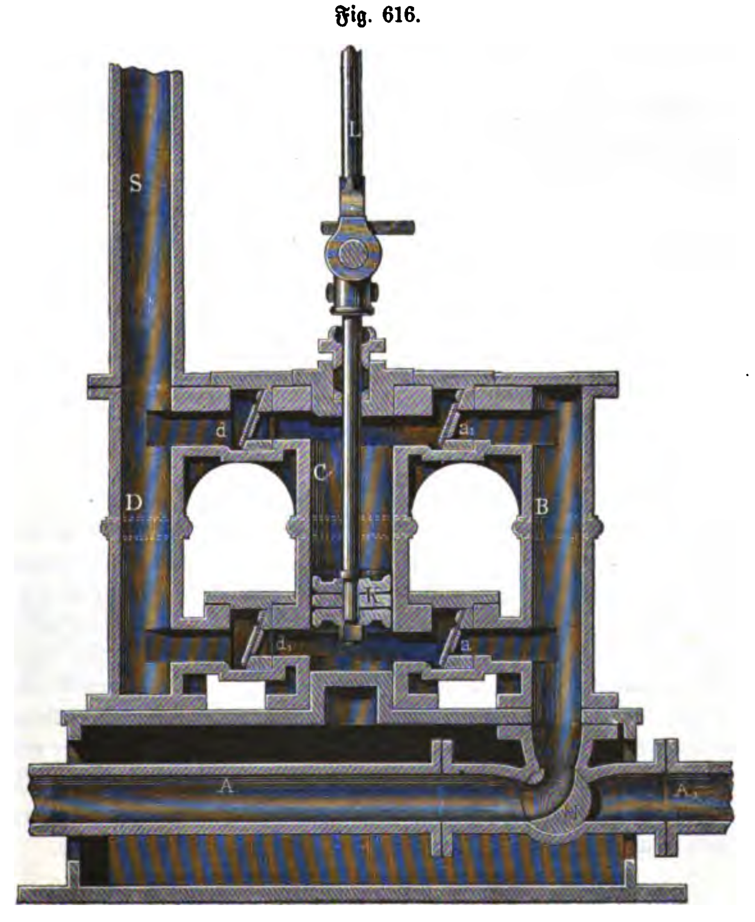


daß die Aenderung der Wasserstände hierauf einen Einfluß hat. Zu dem Ende wird nämlich der Pumpenkasten *K* in einer Durchbrechung des Deiches, welcher die zu entwässernde Niederung einschließt, so tief aufgestellt, daß der niedrigste Binnenwasserstand *B* noch über den Ventilen gelegen ist. Hierdurch wird jede unnöthige Hebung des Wassers vermieden, welche bei einer gewöhnlichen Pumpen-

anlage nöthig sein würde, die das Wasser in ein über die Deichkrone geleitetes Abzugsgerinne heben würde. Dieser Vortheil ist insbesondere bei Entwässerungsanlagen von Bedeutung, bei welchen es sich immer um die Förderung bedeutender Wassermengen auf geringe Höhen handelt, so daß mit jeder, auch nur kleinen, überflüssigen Hubhöhe, wäre dieselbe auch nur durch die Dicke des ausfließenden Wasserstrahles im Abflußgerinne veranlaßt, immer ein namhafter Arbeitsverlust verbunden ist. Eine ausgezeichnete Anlage solcher Pumpen ist zur Entwässerung des Bremer Blocklandes vom Wasserbaudirector Berg ausgeführt (siehe dessen Schrift: Die Entwässerung des Blocklandes).

Eine doppeltwirkende Pumpe gewöhnlicher Construction, hervorgegangen aus der Borsig'schen Maschinenbauanstalt, ist in Fig. 616 abgebildet.

Fig. 616.



Es ist hier der 0,135 m weite Stiefel oder Pumpencylinder C mit den Ventilgehäusen und den Röhrenstücken B und D zum Zu- und Abführen des Wassers aus einem Stücke gegossen. Die Kolbenstange ist mittelst einer Kurbelstange L an einen umlaufenden Krummzapfen angeschlossen, und der letztere hat eine Armlänge von 0,1 m, schiebt folglich den Kolben K bei jeder Umdrehung auf dem Wege von 0,2 m ein Mal hin und zurück. Das Wasser kann, je nach der Stellung des Hahnes H, entweder durch das Rohr A oder durch das vielleicht in ein anderes Bassin einmündende Rohr A_1 der Pumpe zugeführt werden. Die Ventilgehäuse sind von oben durch Oeffnungen zugänglich, welche mittelst aufzuschraubender Deckel verschlossen werden. Beim Kolbenaufgange sind die Ventile a und d, sowie beim Niedergange desselben die Ventile a_1 und d_1 geöffnet; es wird folglich bei beiden Bewegungen Wasser angesaugt und in das Steigrohr DS gedrückt.

§. 141. **Hubwassermenge.** Bezeichnet F den Inhalt des Kolbenquerschnitts und s den Kolbenhub, so ist das theoretische Wasserquantum, welches eine einfachwirkende Pumpe pro Spiel hebt:

$$V = Fs;$$

folglich ist bei n Spielen pro Minute das Wasserquantum pro Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} Fs = \frac{Fns}{60} = \frac{Fv}{2},$$

wenn $v = \frac{2ns}{60} = \frac{ns}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit bezeichnet.

Bei einer doppeltwirkenden Pumpe ist dagegen:

$$Q = \frac{n}{60} 2Fs = F \frac{2ns}{60} = Fv.$$

In Wirklichkeit ist jedoch die gehobene Wassermenge viel kleiner als das theoretische Wasserquantum, welches dem vom Kolben durchlaufenen Raume entspricht, weil selbst bei der vollkommensten Pumpe eine namhafte Wassermenge während des Kolbenspieles wieder zurückfällt. Dieses Zurückfallen hat theils in dem unvollkommenen Abschluß der Liderung und Ventile, theils in dem allmäligen, nicht momentanen Zurückfallen der letzteren seinen Grund. Läßt die Kolbenliderung oder eines der Ventile dem Wasser eine kleine Durchgangsöffnung übrig, so fließt bei der Förderhöhe h das Wasser mit der Geschwindigkeit $w = \sqrt{2gh}$ durch dieselbe zurück, und ist f der Inhalt des Querschnittes dieser Oeffnung, so beträgt das auf diese Weise verloren gehende Wasserquantum pro Secunde

$$q = fw = f\sqrt{2gh},$$

also relativ, d. i. im Verhältniß zum Hubwasserquantum:

$$\frac{q}{Q} = \frac{f\sqrt{2\,g\,h}}{F v}.$$

Hiernach fällt also der durch unvollkommenen Abschluß der Liderung und der Ventile herbeigeführte Wasserverlust um so größer aus, je kleiner der Querschnitt F und die Geschwindigkeit v des Kolbens und je größer die Förderhöhe h ist. Deshalb läßt man auch weniger exact ausgeführte Pumpen schneller gehen als vollkommenere, und wendet hier auch lieber mehrere Sätze an als einen einzigen, welcher das Wasser auf dieselbe Höhe fördert, wie die einzelnen Sätze zusammen. Bei den Pumpen mit Massivkolben hat der unvollkommene Abschluß des Kolbens noch den Nachtheil, daß hier während des Ansaugens Luft von außen durch die Liderung in den Pumpencylinder tritt, welche das vollständige Anfüllen des Cylinderraumes mit Wasser verhindert.

Die Wassermenge, welche während des Zufallens eines Ventiles zurückfließt, läßt sich wie folgt annähernd bestimmen.

Ist V_1 das Volumen und ε die Dichte eines Körpers, so fällt derselbe unter Wasser mit der Acceleration

$$p = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{V_1\,\varepsilon\gamma - V_1\gamma}{V_1\,\varepsilon\gamma}\,g = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\,g$$

senkrecht nieder, und ebenso ist es auch bei einem geöffneten Ventile, welches auf beiden Seiten vom Wasser mit einer und derselben Kraft gedrückt wird. Bezeichnet s_1 die senkrechte Fallhöhe des Ventils und t_1 die Fallzeit desselben, so hat man:

$$s_1 = \frac{p t_1^2}{2} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\,\frac{g t_1^2}{2}$$

und daher

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\,\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,\frac{s_1}{g}}.$$

Ist nun noch F_1 der Querschnitt der Durchgangsöffnung bei geöffnetem Ventile, und setzt man den mittleren Werth desselben für die Fallzeit t_1 des Ventiles $= \frac{1}{2} F_1$, so erhält man das in dieser Zeit zurückfallende Wasserquantum:

$$V_1 = \tfrac{1}{2} F_1 w t_1 = \tfrac{1}{2} F_1 \sqrt{2gh}\,\sqrt{\frac{2\,\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,\frac{s_1}{g}} = F_1\sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,h s_1},$$

und sein Verhältniß zur ganzen Hubwassermenge:

$$\frac{q_1}{Q} = \frac{V_1}{V} = \frac{F_1}{F s}\sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,h s_1} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}}\,\frac{F_1}{F}\,\frac{\sqrt{h s_1}}{s}.$$

Dieser Verlust wächst hiernach mit dem Querschnittsverhältnisse $\frac{F_1}{F}$, mit

der Förderhöhe h und dem Ventilhube s_1, dagegen umgekehrt wie der Kolbenhub s. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, enge Ventilöffnungen, kleinere Förderhöhen und größere Kolbenhübe, vor Allem aber keinen unnöthig großen Ventilhub in Anwendung zu bringen, deshalb sind in dieser Hinsicht besonders die Ventile mit mehrfachem Sitze zu empfehlen, Fig. 595 bis 598, da bei denselben die erforderliche Hubhöhe nur gering ist.

Diese Verluste betragen bei den besten Pumpenanlagen 5, bei ziemlich guten Pumpen aber 10, nicht selten aber auch 15 und noch mehr Procent von dem theoretischen oder geometrisch bestimmten Förderquantum $V = Fs$. Deshalb ist es auch der Sicherheit wegen rathsam, $V = \mu Fs = 0{,}85\, Fs$ zu setzen, also einen Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$ anzunehmen.

Dies vorausgesetzt, erhält man nun das Förderquantum pro Secunde bei einfachwirkenden Pumpen:

$$Q = \frac{\mu n F s}{60} = \frac{\mu F v}{2} = 0{,}425\, Fv,$$

und daher den einer geforderten Ausgußmenge Q entsprechenden Kolbenquerschnitt:

$$F = \frac{2\,Q}{\mu v} = 2{,}353\, \frac{Q}{v},$$

und folglich den nöthigen Kolbendurchmesser:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}128\, \sqrt{F} = 1{,}731\, \sqrt{\frac{Q}{v}}\ \text{m}.$$

Bei den doppeltwirkenden Pumpen hingegen ist:

$$Q = \mu\, \frac{2\, n F s}{60} = \mu F v = 0{,}85\, Fv,$$

daher

$$F = \frac{Q}{\mu v} = 1{,}176\, \frac{Q}{v}$$

und

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}128\, \sqrt{F} = 1{,}224\, \sqrt{\frac{Q}{v}}\ \text{m}.$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit v hängt ebenso wie die Anzahl n der Kolbenspiele von verschiedenen Größen, so namentlich von dem Verhältnisse der Röhrenquerschnitte zu dem des Pumpencylinders und von der Saughöhe ab, worüber in den folgenden Paragraphen ein Näheres angegeben wird. Meistens pflegt man die Geschwindigkeit des Kolbens nicht über 0,4 m, in der Regel nur zu 0,2 bis 0,3 m anzunehmen, doch kommen z. B. bei Bergwerkspumpen Kolbengeschwindigkeiten bis zu 1 m vor.

Beispiel 1. Wenn ein Pumpenventil aus Messing, dessen specifisches Gewicht $\varepsilon = 8{,}5$ ist, bei einem Kolbenhube $s = 1{,}2$ m und einer Förderhöhe

$h = 12$ m, 0,03 m ausschiebt, und das Querschnittsverhältniß $\frac{F_1}{F} = \frac{1}{5}$ ist, so beträgt das durch das Ventil zurückfallende Wasserquantum:

$$q_1 = \sqrt{\frac{s}{s-1}} \frac{F_1}{F} \frac{\sqrt{h s_1}}{s} Q = \sqrt{\frac{8,5}{7,5}} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{\sqrt{12 \cdot 0,03}}{1,2} Q = 0,106\, Q,$$

d. i. über $10\frac{1}{2}$ Proc. des theoretischen Hubwassers.

Beispiel 2. Wenn eine einfachwirkende Pumpe bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $v = 0,3$ m ein Wasserquantum $Q = 25$ l heben soll, so erfordert sie den Kolbendurchmesser:

$$d = 1,731 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,731 \sqrt{\frac{0,025}{0,3}} = 0,5 \text{ m},$$

und wenn sich das Wasser in der Saug- und Steigröhre derselben mit einer Geschwindigkeit von 1,2 m bewegen soll, so ist die erforderliche Weite dieser Röhren:

$$d_1 = d \sqrt{\frac{v}{v_1}} = d \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{d}{2} = 0,25 \text{ m}.$$

Saugwirkung der Pumpen. Um die aufsteigende Bewegung des Wassers in den Saugröhren mit Sicherheit zu erreichen, ist es nicht nur nöthig, daß die Saughöhe ein bestimmtes Maß nicht überschreite, sondern es müssen auch die Querschnitte der Saugröhren bestimmte Minimalwerthe wenigstens haben. Um diese Verhältnisse zu untersuchen, sei wieder mit b die Wasserbarometerhöhe und mit h_1 die Saughöhe zwischen dem Unterwasserstande und der mittleren Kolbenstellung verstanden. Diese Saughöhe h_1 muß natürlich immer unter der Höhe der atmosphärischen Wassersäule zurückbleiben, und zwar einestheils wegen der Widerstände, welche sich der Bewegung des Wassers in dem Saugrohre entgegensetzen, sowie andererseits auch deswegen, weil eine gewisse Druckhöhe disponibel sein muß, um das in das Saugrohr einzuführende Wasser fortwährend derart zu beschleunigen, daß es der Bewegung des Kolbens folgt. §. 142.

Es sei F der Querschnitt des Pumpenkolbens, welcher, wie dies meistens der Fall ist, durch eine Kurbel von der Länge r bewegt werde, so daß der Kolbenhub durch $2r$ gegeben ist, und es sei vorausgesetzt, daß diese Kurbel in der Minute n Umdrehungen mache. Alsdann ist die Geschwindigkeit der Kurbelwarze durch $u = \frac{n}{60} 2 \pi r$, und die Geschwindigkeit des aufsteigenden Kolbens in irgend einem Augenblicke durch $v = u \sin \alpha$ gegeben, wenn α den Drehungswinkel der Kurbel vom unteren todten Punkte bezeichnet. Der Kolben beginnt seine Bewegung von der untersten Stellung aus mit der Geschwindigkeit $v = 0$, und seine Beschleunigung drückt sich für irgend einen Drehungswinkel α aus durch (s. III, 1, Capitel 6):

$$p = \frac{\partial v}{\partial t} = u \cos \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \frac{u^2}{r} \cos \alpha,$$

also im Anfange der aufsteigenden Bewegung durch

$$p_0 = \frac{u^2}{r}.$$

Wenn nun f den Querschnitt des Saugrohres bedeutet, so muß in demselben die Geschwindigkeit und also auch die Beschleunigung in jedem Augenblicke in dem Verhältnisse $\frac{F}{f}$ größer sein, als die des Kolbens, und man hat daher allgemein für die Geschwindigkeit v_1 des Wassers im Saugrohre

$$v_1 = \frac{F}{f} u \sin \alpha$$

und für die Beschleunigung daselbst

$$p_1 = \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos \alpha,$$

wenn die Bedingung gestellt wird, daß das Wasser in regelrechter Weise dem Kolben folgen soll. Es muß daher auf das Wasser eine treibende Kraft wirken, welche genügend ist, ihm in jedem Augenblicke diese verlangte Beschleunigung zu ertheilen, denn sonst wird der Kolben im Anfange der Bewegung, wo seine Beschleunigung den größten Werth $p_0 = \frac{u^2}{r}$ hat, dem Wasser voraneilen, d. h. es wird ein Abreißen des Kolbens vom Wasser eintreten. In Folge dessen muß sich nachträglich ein Stoß oder sogenannter Wasserschlag einstellen, sobald der während der zweiten Hälfte des Kolbenaufganges verzögerte Kolben von dem Wasser eingeholt wird. Derartige Wasserschläge müssen, als für den guten Gang der Pumpe und die Festigkeit aller Theile höchst gefährlich, in jedem Falle vermieden werden. Damit ein Abreißen des Kolbens im todten Punkte, in welchem seine Beschleunigung den maximalen Werth $\frac{u^2}{r}$ hat, nicht erfolgen kann, muß daher die das Wasser im Saugrohre antreibende Kraft groß genug sein, um mindestens die Beschleunigung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$ zu erzeugen. Bezeichnet nun l_1 die ganze Länge der Saugrohrleitung, ist also $f l_1 \gamma$ das Gewicht des Wassers in derselben, wenn angenommen wird, daß sie von vornherein mit Wasser angefüllt ist, so bestimmt sich die Beschleunigung, welche dieser Wassermasse durch den treibenden Ueberdruck der Atmosphäre $f(b - h_1)\gamma$ ertheilt wird, im ersten Augenblicke der Bewegung einfach zu

$$\frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{f(b - h_1)\gamma}{f l_1 \gamma} g = \frac{b - h_1}{l_1} g.$$

Man findet daher die Grenzbedingung, unter welcher ein Abreißen des Kolbens im todten Punkte nicht stattfindet, in:

$$\frac{b-h_1}{l_1}\,g = \frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r} = \frac{F}{f}\left(\frac{n\,.\,2\,\pi}{60}\right)^2 r = 0{,}011\,\frac{F}{f}\,n^2 r \;\ldots\; (1)$$

woraus die höchstens zulässige Anzahl der Kurbelumdrehungen pro Minute zu

$$n_{max} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{f}{F}\,\frac{b-h_1}{r\,l}\,g} = 9{,}554\sqrt{\frac{f}{F}\,\frac{b-h_1}{r\,l}\,g} \;\ldots\; (2)$$

oder der geringste Querschnitt des Saugrohrs

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 F n^2 r\,\frac{l_1}{g\,(b-h_1)} = 0{,}011\,F n^2 r\,\frac{l_1}{g\,(b-h_1)} \cdot (3)$$

folgt.

Wenn nicht der Kolbenquerschnitt F, sondern das theoretische Wasserquantum Q_0 pro Minute gegeben ist, so hat man, da bei einer einfach wirkenden Pumpe dieses Wasserquantum durch

$$Q_0 = n F\,2\,r$$

gegeben ist, in vorstehendem Ausdrucke nur $\frac{Q_0}{2\,n\,r}$ für F einzuführen und findet:

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{2}\,Q_0\,\frac{l_1}{g\,(b-h_1)} = 0{,}0055\,n\,Q_0\,\frac{l_1}{g\,(b-h_1)} \cdot\cdot (4)$$

Bei einer doppeltwirkenden Pumpe dagegen erhält man, da hierfür

$$Q_0 = 2\,n\,F\,2\,r$$

ist, durch Einführung von $\frac{Q_0}{4\,n\,r}$ für F den geringsten Querschnitt des Saugrohrs

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{4}\,Q_0\,\frac{l_1}{g\,(b-h_1)} = 0{,}00275\,n\,Q_0\,\frac{l_1}{g\,(b-h_1)} \;\cdot\cdot\cdot\; (4^a)$$

Hieraus erkennt man, daß bei einem gewissen Wasserquantum Q_0 unter sonst gleichen Verhältnissen die zulässige Hubzahl n im directen Verhältnisse mit dem Querschnitte f steht; je enger daher das Saugrohr ist, um so weniger Umdrehungen wird die Pumpe nur machen dürfen, um so größer wird natürlich dann der Inhalt der Pumpe $\frac{Q_0}{n} = F\,2\,r$ sein müssen.

Wenn dem Saugrohre einer einfachwirkenden Pumpe ein Querschnitt f gegeben ist, welcher wenigstens den durch (3) oder (4) bestimmten Betrag hat, so findet ein Abreißen des Kolbens von dem Wasser im todten Punkte nicht statt; es fragt sich nur, ob ein solches Abreißen etwa noch während der darauf folgenden Bewegung des Kolbens möglich ist. Da während der folgenden Viertelsdrehung der Kurbel die Beschleunigung des

Kolbens $\frac{u^2}{r} \cos\alpha$ fortwährend abnimmt, bis sie für $\alpha = 90^0$ den Werth Null erreicht, so wird ein Abreißen des Kolbens nur möglich sein können, wenn die Beschleunigung, welche dem Wasser durch den Atmosphärendruck ertheilt wird, noch schneller abnimmt, als die Kolbenbeschleunigung. Es drückt sich nun im Allgemeinen die Beschleunigung des Wassers, wenn dasselbe bei dem Drehungswinkel α der Kurbel bereits die Geschwindigkeit $\frac{F}{f} u \sin\alpha$ angenommen hat, aus durch

$$p_w = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{b - h_1 - \varphi - \left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{u^2 \sin^2\alpha}{2g}}{l_1} g;$$

da nämlich von dem Ueberdruck $b - h_1$ der Atmosphäre jetzt auch die dem Reibungswiderstande in der Saugröhre entsprechende Wassersäule φ und diejenige Geschwindigkeishöhe abgeht, welche erforderlich ist, um dem fortwährend neu in das Saugrohr eintretenden Wasser ebenfalls die im Saugrohre bereits stattfindende Geschwindigkeit $\frac{F}{f} u \sin\alpha$ zu ertheilen, wozu bekanntlich die Druckhöhe $\left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{u^2 \sin^2\alpha}{2g}$ erfordert wird. Dagegen bestimmt sich die Beschleunigung, welche das Wasser annehmen muß, um dem Kolben zu folgen, der Kurbelbewegung zufolge zu $p_k = \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos\alpha$. Soll daher p_w immer größer bleiben als p_k, so muß die Abnahme von p_w, d. h. der absolute Werth von ∂p_w immer kleiner sein, als die Abnahme von p_k oder der absolute Werth von ∂p_k. Man findet daher als Bedingung:

$$\partial p_w \leqq \partial p_k \text{ oder:}$$

$$\left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{2u^2 \sin\alpha \cos\alpha}{2 l_1} \partial\alpha \leqq \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \sin\alpha \partial\alpha, \text{ d. h. } Fr \cos\alpha \leqq f l_1 \,. \quad (5)$$

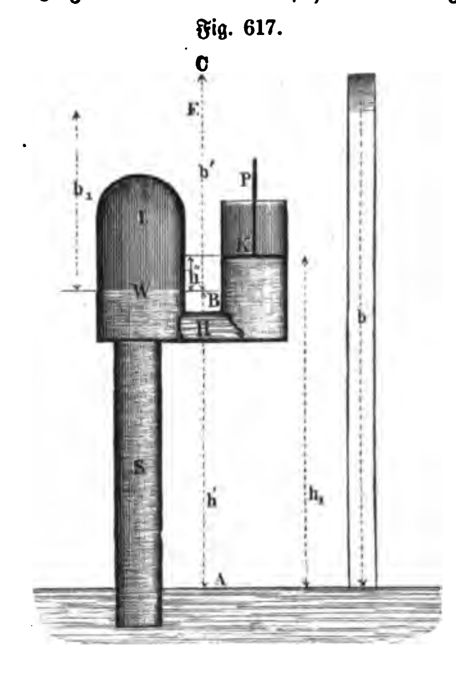
Diese Bedingung wird unter den gewöhnlichen Verhältnissen immer erfüllt sein, da das in den Saugröhren enthaltene Wasser $f l_1$ immer beträchtlich größer sein wird als eine halbe Cylinderfüllung Fr. Es wird daher ein Abreißen des Kolbens von dem Wasser überhaupt nicht eintreten können, wenn es nicht beim Beginne des Kolbenhubes sich einstellt, d. h. wenn der Bedingung (4) genügt ist, wonach der Querschnitt f der Saugröhren mindestens den Betrag

$$f = 0{,}0055\, n\, Q_0 \frac{l_1}{g(b - h_1)} \text{ hat.}$$

Hieraus erkennt man, daß der mindestens erforderliche Querschnitt f des Saugrohrs im directen Verhältnisse mit dessen Länge l_1 wächst, und es kann bei großer

Länge dieser Querschnitt leicht unbequem groß werden. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, bedient man sich vortheilhaft der sogenannten Saugwindkessel, d. h. gewisser Luftbehälter, welche in das Saugrohr möglichst nahe der Pumpe eingeschaltet werden. Die Wirkung eines solchen Saugwindkessels erhellt aus Folgendem. Denkt man sich in das Saugrohr S, Fig. 617, den Behälter W eingeschaltet, welcher in L ein bestimmtes Luftquantum enthält, so ist zunächst klar, daß im Stillstande der Pumpe die Spannung dieser Luft um die Höhe $AB = h'$ kleiner sein muß, als diejenige der äußeren Atmosphäre, welche letztere durch eine Wassersäule von der Höhe $AC = b$ dargestellt sein mag. Bezeichnet ebenso b_1 die Wasserbarometerhöhe der in dem Windkessel enthaltenen Luft, so hat man also für den Zustand der Ruhe

Fig. 617.



$$b_1 = b' = BC = b - h'.$$

Bewegt man jetzt den Kolben K von seiner tiefsten Stellung aufwärts, so wird das Wasser aus dem Windkessel ihm folgen, indem hierfür der Druck b_1 im Windkessel dieselbe Rolle spielt, wie der atmosphärische Druck b beim Saugen ohne Windkessel direct aus dem Brunnen. Wenn nun aus dem Windkessel Wasser durch das Rohr H in die Pumpe tritt, so wird die Luft in L sich ausdehnen, folglich ihre Pressung b_1 kleiner als BC, etwa gleich BE werden. In Folge dieser Druckverminderung stellt sich nunmehr eine Bewegung des Wassers in dem Saugrohre S ein, welche um so schneller ist, je größer die Druckverminderung in L geworden, d. h. im Allgemeinen, je kleiner der Windkessel im Vergleich zu dem ihm durch den Pumpkolben entzogenen Wasserquantum ist. Damit der Pumpenkolben von dem Wasser, welches ihm aus dem Windkessel durch H folgt, nicht abreiße, muß wieder die Bedingungsgleichung (4) erfüllt sein, d. h. es muß hier

$$f'_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{2}\, Q_0 \frac{l'}{g(b_1 - h'')} \text{ sein,}$$

wenn f' den Querschnitt und l' die Länge des Rohres H, sowie h'' die Saughöhe zwischen dem Windkessel und der Pumpe bezeichnet. Unter der Voraussetzung, daß diese Bedingung sowie auch die in (5) ausgesprochene erfüllt ist, folgt das Wasser dem Kolben K während seines Aufganges, und der Windkessel hat am Ende des Kolbenlaufes das Wasserquantum $2\,Fr$ zu einer Cylinderfüllung abgegeben. Während dieser Zeit muß nun auch eine gewisse Wassermenge durch das Saugrohr S nach dem Windkessel gelangt sein, doch wird diese Wassermenge, wie leicht zu ersehen ist, bei dem ersten Kolbenhube geringer sein, als die aus dem Windkessel geflossene, weil die auf Beschleunigung des Wassers in S wirkende Kraft $b - b_1 - h'$ im ersten Augenblicke den Werth Null hat, und nur dadurch einen bestimmten Werth annimmt, daß die Windkesselspannung b_1 kleiner wird, d. h. daß dem Windkessel mehr Wasser durch die Pumpe entzogen wird, als ihm durch das Saugrohr zufließt. Wenn nun der Kolben in seinem höchsten Punkte angelangt ist, und seine Bewegung umkehrt, so wird während des Niederganges Wasser aus dem Windkessel nicht angesaugt, dagegen wird die einmal eingeleitete aufsteigende Bewegung in der Saugröhre S fortdauern, da der atmosphärische Ueberdruck im Brunnen $b - h'$ den kleiner gewordenen Druck des Windkessels b_1 überwiegt. Während daher die Bewegung des Wassers in der Röhre H zwischen Pumpe und Windkessel eine periodische ist, wird das Rohr S dem Windkessel unausgesetzt Wasser zuführen. Es ist leicht ersichtlich, daß sich schon nach kurzer Zeit ein gewisser Beharrungszustand im Betriebe der Pumpe einstellen wird, welcher dadurch charakterisirt ist, daß in der Zeit einer ganzen Kurbelumdrehung dem Windkessel durch das Brunnenrohr S genau eine Cylinderfüllung $2\,Fr$ Wasser zugeführt wird, welche von dem Kolben jedesmal in der Zeit einer halben Umdrehung wieder aus dem Windkessel herausgeholt wird. Wegen dieser Verschiedenheit in der Zuführung und Ableitung des Wassers werden natürlich gewisse periodische Druckschwankungen in dem Windkessel eintreten, welche, wie man leicht erkennt, um so merklicher sein müssen, je kleiner das Volumen des Windkessels im Vergleiche zu dem Rauminhalte des Pumpencylinders ist. Durch großen Rauminhalt des Windkessels lassen sich diese Schwankungen wohl herabziehen, aber nicht gänzlich vermeiden, hierzu würde ein unendlich großer Windkessel gehören. Es fällt daher eine gewisse Aehnlichkeit der Windkessel hinsichtlich der Regulirung der Bewegung mit derjenigen der Schwungräder ins Auge.

Nimmt man an, der Windkessel sei hinreichend geräumig, um von den Spannungsdifferenzen in demselben absehen zu können, so läßt sich die Spannung in dem Windkessel b_1 wie folgt ermitteln. Eine regelmäßige Zuführung des Wassers zu dem Kolben vorausgesetzt, so daß also ein Abreißen nicht eintritt, muß nach (4) die Bedingung erfüllt sein:

$$f'_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{2} Q_0 \frac{l'}{g(b_1 - h'')} \dots\dots\dots\dots (6)$$

wenn h'' die Höhe der Pumpe über dem Windkessel und l' die Länge, f' den Querschnitt des Rohres H bedeutet.

Hieraus folgt:

$Q_0 = \frac{2}{n}\left(\frac{30}{\pi}\right)^2 f' g \frac{b_1 - h''}{l'}$ oder, für n den nach (2) sich ergebenden Werth

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{f'}{F} g \frac{b_1 - h''}{r\,l'}}$$

eingesetzt:

$$Q_0 = \frac{60}{\pi} f' \sqrt{\frac{F r}{f'} g \frac{b_1 - h''}{l'}}.$$

Da nun aber, damit ein Abreißen des Kolbens während der aufsteigenden Bewegung desselben nicht erfolge, nach (5) $F r \cos\alpha \leqq f' l'$ sein muß, so kann man $F r = f' l'$ setzen, und erhält hiermit

$$Q_0 = \frac{60}{\pi} f' \sqrt{g(b_1 - h'')} \dots\dots\dots\dots (7)$$

In dem Saugrohre S bewegt sich das Wasser mit einer gleichförmigen Geschwindigkeit, welche durch $\sqrt{2g(b - b_1 - h' - \varphi)}$ gegeben ist, wenn φ den Reibungswiderstand daselbst, durch eine Wassersäule ausgedrückt, bezeichnet; daher findet man das in der Minute geförderte Wasserquantum auch zu:

$$Q_0 = 60 f \sqrt{2g(b - b_1 - h' - \varphi)} \dots\dots\dots\dots (8)$$

Setzt man nun noch die Querschnitte der Röhren S und H gleich groß voraus, ist also $f = f'$, so erhält man durch Gleichsetzung von (7) und (8)

$$b_1 - h'' = 2\pi^2 (b - b_1 - h' - \varphi),$$

woraus der Werth für die Windkesselspannung zu

$$b_1 = \frac{2\pi^2 (b - h' - \varphi) + h''}{1 + 2\pi^2} = 0{,}95(b - h' - \varphi) + 0{,}05 h'' \text{ folgt}. \quad (9)$$

Mit diesem Werthe von b_1 ergiebt sich nun auch aus (8) der mindestens erforderliche Querschnitt des Saugrohrs

$$f_{min} = \frac{Q_0}{60\sqrt{2g \cdot 0{,}05(b - h' - \varphi - h'')}}$$

$$= \frac{Q_0}{13{,}4\sqrt{2g(b - h' - h'' - \varphi)}}.$$

Da dieser Werth den **mindestens** erforderlichen Querschnitt des Saug-

rohrs angiebt, so wird man der Sicherheit wegen gut thun, in Wirklichkeit einen größeren Querschnitt zu wählen. Nimmt man denselben mit Fink gleich dem Doppelten des obigen Werthes an, so erhält man

$$f = \frac{Q_0}{6,7\sqrt{2g(b - h' - h'' - \varphi)}} = \frac{0,15\,Q_0}{\sqrt{2g(b - h_1 - \varphi)}} \quad \ldots . (10)$$

wenn man für $h' + h''$ die ganze Saughöhe h_1 einführt. Die Größe φ des Reibungswiderstandes in der Saugröhre kann man hierin nach I, Absch. VII, Cap. 3 zu

$$\varphi = \left(0,01439 + \frac{0,009471}{\sqrt{v}}\right)\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}$$

annehmen, unter d den Durchmesser des Saugrohrs verstanden.

Wenn die Pumpe doppeltwirkend ist, so hat man nach (4^a) die Gleichung

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{4}\, Q_0 \frac{l'}{g\,(b_1 - h'')},$$

und erhält daher ebenso den Ausdruck

$$Q_0 = \frac{120}{\pi} f' \sqrt{g\,(b_1 - h'')} \quad \ldots \ldots \ldots . (7^a)$$

Dieser Werth gleich demjenigen aus (8) gesetzt, liefert dann mit $f = f'$ wie oben

$$b_1 - h'' = \frac{\pi^2}{2}(b - b_1 - h' - \varphi), \text{ woraus}$$

$$b_1 = \frac{\pi^2(b - h' - \varphi) + 2h''}{2 + \pi^2} = 0,83\,(b - h' - \varphi) + 0,17\,h'' \text{ folgt} \quad (9^a)$$

Mit diesem Werthe von b_1 ergiebt sich nun weiter aus (8) der kleinste Querschnitt des Saugrohrs einer doppeltwirkenden Pumpe mit Saugwindkessel zu

$$f_{min} = \frac{Q_0}{60\sqrt{2g\,0,17\,(b - h' - h'' - \varphi)}}$$

$$= \frac{Q_0}{24,74\sqrt{2g\,(b - h' - h'' - \varphi)}},$$

oder, wenn man auch hier den Querschnitt doppelt so groß annimmt:

$$f = \frac{Q_0}{12,37\sqrt{2g(b - h' - h'' - \varphi)}} = \frac{0,08\,Q_0}{\sqrt{2g(b - h_1 - \varphi)}} \quad \ldots (10^a)$$

Da in dem Saugwindkessel wegen dessen beschränkter Größe die Spannung b_1 nicht, wie in den vorstehenden Entwickelungen vorausgesetzt wurde, constant, sondern gewissen Schwankungen unterworfen ist, so wird dadurch

die Wirkung etwas modificirt, immerhin können jedoch die Gleichungen (10) und (10ᵃ) für einfache bezw. doppeltwirkende Pumpen als Anhalt gelten, sobald dieselben mit einem Saugwindkessel versehen sind, dessen Inhalt nach Fink gleich dem Volumen eines einfachen Kolbenhubes $F2r$ ist.

Wenn dagegen die Pumpe ohne Saugwindkessel arbeitet, so hat man die Weite der Saugröhre, wie anfänglich gefunden wurde, mit Rücksicht darauf zu bestimmen, daß den Gleichungen (4) und (4ᵃ) genügt wird, um einen Wasserschlag zu vermeiden. Es muß hierbei bemerkt werden, daß in den vorstehenden Entwickelungen überall unter Q_0 das theoretische Wasserquantum $nF2r$ bezw. $2nF2r$ zu verstehen ist, welches nach §. 141 etwa gleich $\frac{Q}{0,85} = 1,18\,Q$ gesetzt werden kann, unter Q die effective, von der Pumpe wirklich geförderte Wassermenge verstanden. Wenn daher, wie dies meistens der Fall sein wird, diese effective Wassermenge Q gegeben ist, so hat man in sämmtlichen vorstehend entwickelten Formeln $1,18\,Q$ für Q_0 einzuführen.

§. 143. Wenn der Kolben in der Mitte seines Hubes seine größte Geschwindigkeit $v = u$ erreicht hat, also die Kurbel, immer eine sehr lange Lenkerstange vorausgesetzt, von dem unteren todten Punkte um 90° absteht, so beginnt eine Verzögerung des Kolbens, welche, von Null anfangend, bis zu dem Werthe $\frac{u^2}{r}$ im oberen todten Punkte sich steigert, während sie allgemein bei dem Drehungswinkel α der Kurbel durch $\frac{u^2}{r}\cos\alpha$ ausgedrückt ist. Soll nun das im Saugrohre aufsteigende Wasser auch ferner dem Kolben folgen, ohne das Bestreben zu äußern, dem Kolben voranzueilen, so muß auch dieses Wasser durch sein eigenes Gewicht einer Verzögerung unterworfen sein, welche mindestens den Werth $\frac{F}{f}\frac{u^2}{r}$ hat. Wenn nämlich die Verzögerung des Wassers kleiner ist, als $\frac{F}{f}\frac{u^2}{r}$, etwa gleich p_w, so wird in einer gewissen Kurbelstellung der Fall eintreten, daß das Wasser dem Kolben vorauszueilen beginnt. Diese Kurbelstellung ist durch die Gleichung $p_w = \frac{F}{f}\frac{u^2}{r}\cos\alpha$ gegeben, wenn α den Drehungswinkel der Kurbel vom unteren todten Punkte bezeichnet. Das Wasser wird alsdann, in Folge dieses Strebens, dem Kolben voranzueilen, einen Druck auf das Steigventil ausüben und dasselbe öffnen, so daß es seinem Streben folgen kann. Es wird daher in diesem Falle noch während des Kolbenaufgangs Was-

ser durch das **Steigrohr zum Ausfluß gelangen**, so daß ein Wasserquantum gefördert wird, welches **größer ist als der Inhalt des Cylinders**.

Um die Verhältnisse zu untersuchen, unter denen diese Wirkung eintritt, sei zunächst vorausgesetzt, daß die Pumpe eine Saug- und Hubpumpe mit **durchbrochenem** Kolben sei, und daß der Querschnitt der Steigröhren mit demjenigen f der Saugröhren übereinstimme. In diesem Falle bewegt sich das Wasser beim Aufsteigen des Kolbens in jedem Augenblicke in der Steigröhre mit derselben Geschwindigkeit, wie in dem Saugrohre. Wenn nun der Fall der vorzeitigen Eröffnung des Steigventils eintritt, so wirkt das Gewicht einer Wassersäule von der **ganzen** Förderhöhe $h_1 + h_2 = h$ verzögernd auf das in den Röhren aufsteigende Wasser, und man hat daher die betreffende Verzögerung des Wassers

$$p_w = \frac{f(h_1 + h_2)\gamma}{f(l_1 + l_2)\gamma}\, g = \frac{h}{l}\, g,$$

wenn mit $l = l_1 + l_2$ die Summe der Längen l_1 des Saugrohrs und l_2 des Steigrohrs bezeichnet wird. Wenn diese erwähnte Eröffnung des Ventils bei einem Drehungswinkel α der Kurbel eintritt, bei welchem die Verzögerung des Kolbens durch $\frac{u^2}{r} \cos\alpha$ ausgedrückt ist, so hat man daher die Gleichung

$$\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r} \cos\alpha = -\, g\,\frac{h}{l} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

Hierbei ist vorausgesetzt, daß das Saugrohr einen Saugwindkessel nicht enthält, wenn dagegen ein solcher vorhanden ist, in welchem die Luftspannung wieder b_1 sein möge, so erhält man als verzögernde Kraft für das zwischen dem Saugwindkessel und Ausgusse enthaltene Wasser eine Wassersäule vom Gewichte $f(b - b_1 + h_2)\,\gamma$. Da nun $b - b_1 = h_1 + \varphi$ ist, wenn wieder φ die Widerstandshöhe im Saugrohre bedeutet, so hat man die verzögernde Kraft zu $f(h_1 + h_2 + \varphi)\,\gamma = f(h + \varphi)\,\gamma$, während das zu verzögernde Wasser nunmehr nur das im Steigrohre enthaltene $f l_2 \gamma$ ist. Daher erhält man für diesen Fall die Bedingungsgleichung der vorzeitigen Eröffnung des Kolbenventils

$$\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r} \cos\alpha = -\, g\,\frac{h + \varphi}{l_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11^a)$$

Wenn die Pumpe als Druckpumpe mit **massivem** Kolben ausgeführt ist, so wird in dem Augenblicke, in welchem die Verzögerung des Kolbens bis auf diejenige des im Saugrohre nachfolgenden Wassers herabgesunken ist, noch nicht sofort ein Eröffnen des Druckventils eintreten können, da auf dem letzteren die Druckhöhe h_2 lastet. Die Trägheitskraft des Wassers im Saugrohre wird vielmehr schiebend auf den Kolben wirken und ein Aufdrücken

des Druckventils kann erst in dem Augenblicke stattfinden, in welchem der von dem Wasser im Saugrohre aufwärts wirkende Druck die Druckwassersäule überwiegt.

Aus der Gleichung (11) kann man den Winkel α durch

$$\cos\alpha = -\, g\, \frac{f\, r\, h}{F\, l\, u^2} \text{ bestimmen,}$$

für welchen eine Eröffnung des Kolbenventils eintritt. Das Wasser wird von diesem Augenblicke an in verzögerter Bewegung durch das Kolbenventil so lange emporsteigen, bis seine anfängliche Geschwindigkeit $\frac{F}{f}\, u \sin\alpha$ ertödtet ist. Wie lange dies dauert, hängt von dieser Geschwindigkeit des Wassers $\frac{F}{f}\, u \sin\alpha$ und seiner Verzögerung p_w ab; jedenfalls wird dieses Aufsteigen des Wassers den Moment überdauern, in welchem die Kurbel den oberen Todtpunkt passirt, da während dieser ganzen Zeit die Verzögerung des Wassers kleiner ist als die fortwährend zunehmende Verzögerung des Kolbens. Das Saugventil wird sich daher auch bei der Umkehr des Kolbens nicht sofort schließen können, sondern es muß so lange geöffnet bleiben, als die aufsteigende Bewegung des Wassers andauert. Es kann nun der Fall eintreten, daß diese aufsteigende Bewegung längere Zeit andauert, als die Kurbel gebraucht, um über den oberen todten Punkt hinaus sich bis zum unteren todten Punkte zu bewegen. Wenn dies der Fall ist, so wird das Saugventil sich überhaupt nicht mehr schließen können, da die von Neuem eintretende aufsteigende Bewegung des Kolbens eine saugende Wirkung veranlaßt. Um zu prüfen, wann dieser Fall eintritt, in welchem das Saugventil ganz unthätig wird, ermittelt sich die Zeit, in welcher die Geschwindigkeit $\frac{F}{f}\, u \sin\alpha$ in Folge der Verzögerung $p_w = \frac{F}{f}\, \frac{u^2}{r} \cos\alpha$ ertödtet wird, zu

$$t = \frac{\text{Geschwindigkeit}}{\text{Verzögerung}} = \frac{u \sin\alpha}{\frac{u^2}{r} \cos\alpha} = \frac{r}{u} \tang\alpha = \frac{30}{\pi\, n} \tang\alpha,$$

$$\text{da } u = \frac{2\, \pi\, r\, n}{60} \text{ ist.}$$

Setzt man diese Zeit gleich derjenigen, welche die Kurbel zur Bewegung durch den Winkel $360 - \alpha^0$ gebraucht, also gleich $\frac{360 - \alpha^0}{360}\, \frac{60}{n}$ Secunden, so folgt aus $\frac{30}{\pi\, n} \tang\alpha = \frac{360 - \alpha^0}{360}\, \frac{60}{n}$ die Gleichung:

$$tang\,\alpha = \pi\,\frac{360 - \alpha^0}{180} = 2\,\pi - 0{,}01745\,\alpha.$$

Diese Gleichung wird erfüllt durch $\alpha = 102^0\,34'$, und man ersieht daraus, daß das Saugventil einer Pumpe gar nicht zur Thätigkeit kommt, wenn die Verzögerung p_w des Wassers durch sein eigenes Gewicht nur so groß ist, wie die $\frac{F}{f}$fache Verzögerung, welche der Kolben zufolge der Kurbelbewegung erleidet, sobald die Kurbel sich vom unteren todten Punkte um den Winkel $\alpha = 102^0\,34'$ gedreht hat. Ist die Verzögerung p_w größer, so tritt die vorzeitige Eröffnung des Kolbenventils natürlich erst bei einem größeren Umdrehungswinkel ein, und das Saugventil schließt sich während des Kolbenrückganges, während eine vorzeitige Eröffnung des Steigventils überhaupt nicht eintritt, wenn die Verzögerung des Wassers p_w einen Werth hat, welcher der $\frac{F}{f}$fachen Kolbenbeschleunigung im todten Punkte $\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}\,g$ gleich, oder größer als dieser Werth ist.

Wenn das Steigventil sich vorzeitig öffnet, so wird bei jeder Kurbelumdrehung ein größeres Wasserquantum gefördert, als ohne dies der Fall sein würde. Die geförderte Wassermenge bestimmt sich, wenn α denjenigen Winkel bedeutet, für welchen die vorzeitige Eröffnung des Steigventils eintritt, in folgender Weise. Bei der Umdrehung der Kurbel um α ist der Kolben um die Größe $r\,(1 - cos\,\alpha)$ bewegt worden, daher ist eine Wassermenge $F r\,(1 - cos\,\alpha)$ gehoben. Hierauf bewegt sich das Wasser durch das geöffnete Steigventil mit der anfänglichen Geschwindigkeit $\frac{F}{f}.\,u\,sin\,\alpha$, und unter Einfluß der Verzögerung $-\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}\,cos\,\alpha$. Betrachtet man diese Bewegung als eine gleichmäßig verzögerte, so erhält man die Weglänge s, um welche sich das Wasser fortschiebt, nach dem Gesetze der gleichmäßig verzögerten Bewegung zu

$$s = -\,\frac{\left(\frac{F}{f}\,u\,sin\,\alpha\right)^2}{2\,\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}\,cos\,\alpha} = -\,\frac{F r}{f}\,\frac{sin^2\,\alpha}{2\,cos\,\alpha}.$$

Man findet daher das nach der Eröffnung des Steigventils noch emporsteigende Wasser als einen Cylinder vom Querschnitte f der Röhren und dieser Länge s, also gleich $f s = -\,F r\,\frac{sin^2\,\alpha}{2\,cos\,\alpha}$. Somit erhält man das ganze, während einer Kurbeldrehung geförderte Wasser

$$V = Fr\left(1 - \cos\alpha - \frac{\sin^2\alpha}{2\cos\alpha}\right) \cdots\cdots\cdots\cdots (12)$$

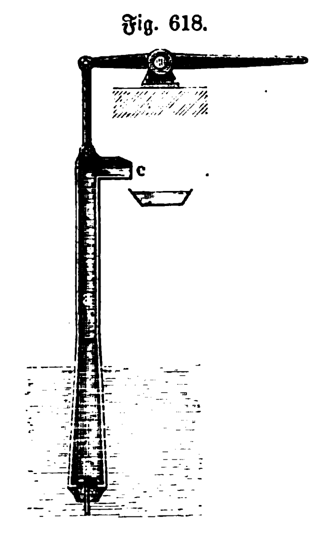
Setzt man hierin für α den oben gefundenen Werth von 102° 34', für welchen das Saugventil ganz außer Thätigkeit kommt, so ergiebt sich

$$V = Fr\,(1 + 0{,}217 + 2{,}190) = 3{,}407\,Fr,$$

also etwa 1,7mal so groß, als das Cylindervolumen $2\,Fr$. Selbstverständlich ist zur Hebung dieses vergrößerten Quantums auch eine entsprechend größere mechanische Arbeit erforderlich.

Die in den vorstehenden Untersuchungen gefundenen Zahlenwerthe für α und V werden in Wirklichkeit durch den Einfluß der Reibungswiderstände des Wassers in den Röhren modificirt, welche Widerstände im Obigen ebensowenig berücksichtigt worden sind, als der hydraulische Widerstand, welcher dadurch entsteht, daß bei der aufsteigenden Bewegung des Wassers fortwährend das in das Saugrohr eintretende ursprünglich ruhende Wasser mit Geschwindigkeit begabt werden muß. In Folge dieser Widerstände wird die Bewegung des Wassers auch nicht, wie angenommen wurde, eine gleichmäßig verzögerte sein. Jedenfalls erklärt sich aus den obigen Betrachtungen das in der Praxis oft beobachtete eigenthümliche Resultat, daß das effective Wasserquantum einer Pumpe unter Umständen größer ausfallen kann als das theoretische. Ebenso ist es eine praktisch erprobte Thatsache, daß man ohne Vorhandensein eines Saugventils Wasser pumpen kann, wie denn hierauf ein längst bekanntes einfaches Instrument*), Fig. 618, beruht, bestehend aus einer oben und unten offenen Röhre a, in welcher das Steigventil b sich befindet. Durch schnelle Auf- und Niederbewegung dieses Rohres kann man das Wasser zum Aufsteigen und Austritt durch die obere Mündung c des Rohres zwingen, wobei offenbar die Eröffnung des bei der Aufwärtsbewegung geschlossenen Ventils b beim Niedergehen durch das Beharrungsvermögen des zwischen a und b aufsteigenden Wassers bewirkt wird.

Fig. 618.



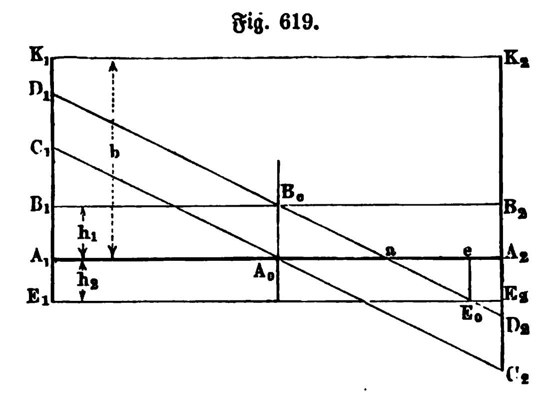
Eine genügende Erklärung und Untersuchung des oben besprochenen Vor-

*) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4.

gangs bei dem Saugen der Pumpen ist, soviel bekannt, zuerst von Fink*) gegeben worden, dessen Untersuchungen auch hier und in dem folgenden Paragraphen zur Grundlage gedient haben.

Anmerkung. Man erlangt von der im Vorstehenden untersuchten Wirkung der Trägheitskräfte des Wassers beim Saugen eine deutliche Anschauung durch eine graphische Darstellung, ähnlich denjenigen, welche in Thl. III, 1, Cap. 6 bei der Untersuchung des Kurbelgetriebes angewendet worden sind. Zu dem Ende sei in Fig. 619 die Abscissenaxe $A_1 A_2$ gleich dem Kolbenhube $2r$ gemacht,

Fig. 619.



und in dem Abstande $A_1 B_1 = h_1$ eine Parallele $B_1 B_2$ mit der Axe gezogen. Dann kann man die constanten Ordinaten zwischen $A_1 A_2$ und $B_1 B_2$ als die Belastung des Kolbens durch die an demselben hängende Wassersäule im Saugrohre ansehen. Denkt man sich nunmehr die zur Beschleunigung $\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r} \cos \alpha$ des Wassers in dem Saugrohre erforderliche Kraft durch das Gewicht einer Wassersäule von der Höhe x ausgedrückt, so bestimmt sich x durch

$$f x \gamma = \frac{f l_1 \gamma}{g}\,\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r} \cos \alpha$$

zu

$$x = \frac{F l_1}{f g}\,\frac{u^2}{r} \cos \alpha .$$

Trägt man diese Wassersäulenhöhe in jedem Punkte der Axe $A_1 A_2$ auf, so erhält man in der Linie $C_1 C_2$ die Darstellung für die Trägheitskräfte des Wassers im Saugrohre in derselben Weise, wie für die Trägheitskräfte des Kreuzkopfes in Thl. III 1, bei dem Kurbelgetriebe gezeigt wurde. Es ist auch ohne Weiteres einzusehen, daß unter der Voraussetzung einer sehr langen Lenkerstange diese Trägheitskräfte durch eine gerade Linie $C_1 C_2$ dargestellt werden, welche die Axe in

*) C. Fink, Theorie und Construction der Kolben- und Centrifugalpumpen, Berlin, auch Ztschr. deutsch. Ing. 1863, S. 177.

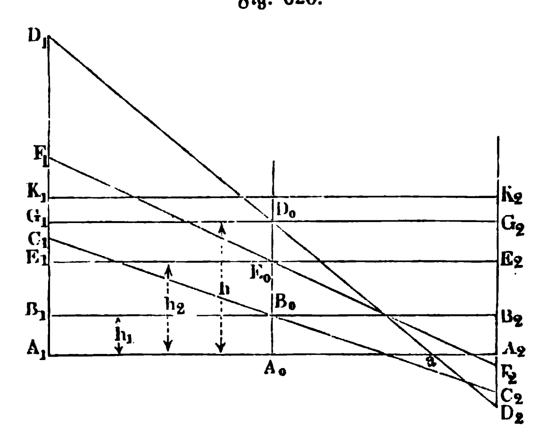
der Mitte A_0 schneidet, und daß die Ordinaten in den todten Punkten A_1 und A_2 durch $\pm \frac{F l_1}{f g} \frac{u^2}{r}$ ausgedrückt sind.

Denkt man sich nun die Ordinaten der beiden Linien B für die Saughöhe und C für die Beschleunigung vereinigt, indem man durch den Endpunkt B_0 der Ordinate zu A_0 die Gerade $D_1 D_2$ parallel mit $C_1 C_2$ zieht, so erhält man in dem Diagramme $A_1 D_1 a D_2 A_2$ die graphische Darstellung für die auf den Kolben wirkenden Kräfte, wobei die Ordinaten zu beiden Seiten der Axe $A_1 A_2$ natürlich entgegengesetzt gerichtete Kräfte andeuten. Man hat gleichzeitig in der algebraischen Summe der Flächenräume dieses Diagramms ein Maß für die mechanische Arbeit, welche von dem Kolben bei einem Aufgange verrichtet werden muß, vorausgesetzt, daß die Pumpe mit einem massiven Kolben versehen ist, so daß die Druckhöhe h_2 der Pumpe beim Aufgange des Kolbens auf den letzteren nicht wirkt. Es ist nun zunächst ersichtlich, daß ein Abreißen des Kolbens vom Wasser eintreten würde, sobald die Ordinate $A_1 D_1$ größer als die Wassersäulenhöhe b des atmosphärischen Druckes ausfällt, und damit ein solches Abreißen nicht eintrete, darf also die Linie $D_1 D_2$ des resultirenden Kolbendruckes die Linie $K_1 K_2$ des Atmosphärendruckes nicht schneiden, welche im Abstande $A_1 K_1 = b$ mit der Grundlinie A parallel gezogen ist. Die Figur zeigt ferner, daß in dem Punkte a, in welchem die Grundlinie von der Linie des resultirenden Kolbendruckes getroffen wird, die von der Kurbel auf den Kolben auszuübende Zugkraft gleich Null ist, und daß bei einer weiteren Bewegung des Kolbens die Trägheitskraft des im Saugrohre befindlichen Wassers sogar einen treibenden Druck auf den Kolben ausübt. Trägt man nun noch die Höhe h_2 der auf dem Steigventile lastenden Wassersäule gleich $A_1 E_1$ auf, und zieht durch E_1 die Gerade $E_1 E_2$ parallel mit der Grundlinie A, so erkennt man, daß in dem Augenblicke, in welchem der Kolben die Stellung in e erreicht hat, das Druckventil durch die Trägheitskraft aufgedrückt wird, so daß nunmehr während der übrigen Bewegung des Kolbens von e bis A_2 das Wasser durch das Steigventil emporsteigt, und eine Vergrößerung des geförderten Wasserquantums um den oben berechneten Betrag erzielt wird. Während der Kolben den Weg von a bis e verfolgt, wird er durch die Trägheitskraft des Wassers mit einer allmälig zunehmenden Kraft vorwärts getrieben, welche Kraft in der Kolbenstellung e den Werth $E_0 e$ gleich der Pressung der Drucksäule erreicht, und bis zum Ende A_2 beibehält, während von e aus die überschüssige Trägheitskraft auf die Beförderung von Wasser durch das Druckventil verwandt wird. Da die Ordinaten des Diagramms den Druckkräften proportional sind, welche durch die von ihnen dargestellten Wassersäulen auf die Kolbenfläche ausgeübt werden, so erhellt hieraus, daß man die betreffenden Flächenräume des Diagramms auch als die Maße für die entsprechenden mechanischen Arbeiten ansehen kann. Demnach ist die auf den Kolben während des Aufganges von der Kurbel übertragene mechanische Arbeit durch die Druckfläche $A_1 D_1 a$ dargestellt, welche man wegen der Gleichheit der Dreiecke $B_1 B_0 D_1$ und $B_2 B_0 D_2$ auch gleich $A_1 B_1 B_2 D_2 a A_1$ setzen kann. Von dieser Arbeit wird ein durch die Fläche $a A_2 E_2 E_0 a$ repräsentirter Theil auf die Kurbel wieder zurück übertragen, so daß die ganze von der Kurbel auf den Kolben während eines Aufgangs ausgeübte Arbeit durch $A_1 B_1 B_2 A_2 + E_0 E_2 D_2$ dargestellt ist. Wie man leicht erkennt, stellt die Rechtecksfläche $A_1 B_2$ die zum Heben der Wassermenge $F 2 r$ auf die Saughöhe h_1 erforderliche Arbeit dar, während die Fläche des Dreiecks $E_0 E_2 D_2$ diejenige Arbeit repräsentirt, welche

dazu verwendet wird, das erwähnte Mehrquantum Wasser auf die ganze **Förderhöhe** $h = h_1 + h_2$ zu erheben. Dieses Mehrquantum wird sich daher **dem** Gewichte nach zu $\frac{L_1}{h}$ bestimmen, wenn mit L_1 die durch das Dreieck $E_0 E_2 D_2$ repräsentirte mechanische Arbeit bezeichnet wird.

Das hier entworfene Diagramm gilt für eine Saug- und Druckpumpe, d. h. eine solche mit massivem Kolben; für eine Saug- und Hubpumpe mit durchbrochenem Kolben ändert sich das Diagramm nur insofern, als beim Aufwärtsbewegen des Kolbens ein Widerstand zu überwinden ist, welcher der ganzen Förderhöhe $h = h_1 + h_2$ entspricht. In Fig. 620 ist das Diagramm für eine solche Pumpe gezeichnet, welches nach dem Vorstehenden leicht verständlich sein

Fig. 620.



wird. Auch hier stellt $A_1 A_2 = 2r$ die Grundlinie vor, und die Parallelen $B_1 B_2$ und $E_1 E_2$ sind in Abständen $A_1 B_1 = h_1$ und $A_1 E_1 = h_2$ von der Basis gezogen. Zeichnet man in derselben Weise die geraden Linien $C_1 C_2$ und $F_1 F_2$ für die Beschleunigungskräfte des Wassers in dem Saugrohre und in dem Steigrohre, so daß

$$B_1 C_1 = \frac{F l_1}{f g} \frac{u^2}{r} \text{ und } E_1 F_1 = \frac{F}{f} \frac{b_2}{g} \frac{u^2}{r}$$

gemacht wird, so gilt zunächst wieder als Bedingung, unter welcher ein Abreißen des Kolbens von dem Wasser nicht erfolgt, daß die der Saughöhe entsprechende Linie $C_1 C_2$ die Linie $K_1 K_2$ des atmosphärischen Druckes nicht erreicht. Zeichnet man dann noch die Linie $D_1 D_2$ des resultirenden Druckes, indem man $A_1 D_1 = A_1 C_1 + A_1 F_1$ und $A_2 D_2 = A_2 C_2 + A_2 F_2$ macht, so erhält man in dem Durchschnitte a dieser Linie mit der Basis diejenige Kolbenstellung, in welcher die vorzeitige Eröffnung des Steigventils erfolgen muß, und die Fläche $a A_2 D_2$ stellt wiederum diejenige mechanische Arbeit dar, welche zur Erhebung des betreffenden Mehrquantums Wasser dient. Die von der Kurbel auf den Kolben ausgeübte mechanische Arbeit ist wieder durch die Fläche

$$A_1 D_1 a = A_1 G_1 G_2 A_2 + a A_2 D_2$$

dargestellt, welche beiden Flächen sich zu einander verhalten wie der Inhalt des Pumpencylinders zu dem darüber geförderten Quantum. Wäre z. B. der Punkt a so gelegen, daß die dem Kolbenwege $A_1 a$ zugehörige Kurbeldrehung $102^0 34'$ betrüge, so müßte nach den obigen Ermittelungen

$$a A_2 D_2 = 0{,}7 \,.\, A_1 G_1 G_2 A_2$$

sein u. s. f.

Beispiel. Wenn eine einfachwirkende Saug- und Hubpumpe, deren Kolbendurchmesser 0,30 m und deren Hub 0,6 m beträgt, bei einer Saughöhe von 6 m in jeder Minute 30 Umdrehungen machen soll, so ist der Querschnitt des Saugrohres zu ermitteln, bei welchem ein Wasserschlag vermieden wird, für den Fall, daß ein Saugwindkessel nicht angeordnet ist.

Wenn die ganze Länge des Saugrohres $l_1 = 10$ m angenommen wird, so findet sich nach Gleichung (3):

$$f_{min} = 0{,}011 \, F n^2 r \frac{l_1}{g(b - h_1)} = 0{,}011 \, F \,.\, 30^2 \,.\, 0{,}3 \frac{10}{9{,}81\,(10{,}34 - 6)}$$
$$= 0{,}698 \, F = 0{,}698 \,.\, 0{,}0707 = 0{,}0493 \text{ qm}.$$

Hierzu würde ein Durchmesser der Röhren von $d = \sqrt{\frac{4}{\pi} 0{,}0493} = 0{,}251$ m gehören. Um eine so beträchtliche Rohrweite zu vermeiden, sei ein Saugwindkessel von dem Inhalte gleich einer Cylinderfüllung $F \,.\, 2r = 0{,}0707 \,.\, 0{,}6 = 0{,}0424$ cbm oder 42,4 l angebracht. Wenn man nunmehr den Röhren einen Durchmesser $d = \frac{2}{3} D = \frac{2}{3} \,.\, 0{,}30 = 0{,}20$ m giebt, also den Querschnitt $f = \frac{4}{9} F = 0{,}0314$ qm macht, so erhält man eine Geschwindigkeit des Wassers darin von

$$v = \frac{Q_0}{60 f} = \frac{F \,.\, 2r \,.\, n}{60 f} = \frac{0{,}0707 \,.\, 0{,}6 \,.\, 30}{60 \,.\, 0{,}0314} = 0{,}675 \text{ m},$$

und daraus folgt die Widerstandshöhe in der Saugröhre

$$\varphi = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{0{,}675}}\right) \frac{10}{0{,}20} \frac{0{,}675^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}026 \,.\, 50 \,.\, 0{,}023 = 0{,}030 \text{ m}.$$

Wenn nun der Wasserspiegel des Saugwindkessels um 0,5 m unter der mittleren Kolbenstellung befindlich, also $h' = 5{,}5$ m und $h'' = 0{,}5$ m ist, so erhält man nach Gleichung (9) die mittlere Spannung der Luft in dem Saugwindkessel in einer Wassersäule gemessen zu:

$$b_1 = 0{,}95\,(b - h' - \varphi) + 0{,}05\, h'' = 0{,}95\,(10{,}334 - 5{,}5 - 0{,}030) + 0{,}05 \,.\, 0{,}5$$
$$= 4{,}588 \text{ m}.$$

Beträgt nun die Hubhöhe des Wassers über dem mittleren Kolbenstande noch $h_2 = 14$ m, ist also die ganze Förderhöhe $h = h_1 + h_2 = 20$ m, und ist die ganze Länge des Steigrohres $l_2 = 36$ m anzunehmen, so findet man den Umdrehungswinkel der Kurbel, bei welchem eine vorzeitige Eröffnung des Steigventils eintritt, nach Gleichung (11 a.) durch

$$\cos \alpha = -g \frac{h + \varphi}{l_2} \frac{f r}{F u^2} = -9{,}81 \frac{20 + 0{,}030}{36} \frac{4}{9} \frac{0{,}3}{(2\pi \,.\, 0{,}3 \,.\, \frac{1}{2})^2} = -0{,}820.$$

Hieraus ergiebt sich $\alpha = 145^0$, und demnach müßte, wenn keine Wasserverluste stattfänden, das mit jedem Hube geförderte Wasserquantum nach Gleichung (12)

$$V = Fr\left(1 - \cos\alpha - \frac{\sin^2\alpha}{2\cos\alpha}\right) = Fr\left(1 + 0{,}820 + \frac{0{,}573^2}{2\,.\,0{,}820}\right) = 2{,}02\,Fr$$
$$= 1{,}01\,.\,F\,.\,2\,r,$$

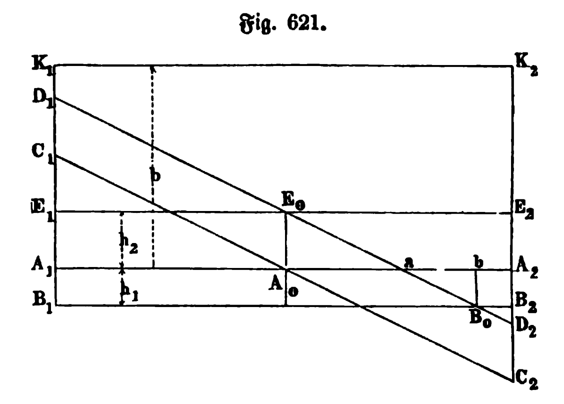
d. h. um 1 Proc. größer als das Cylindervolumen sein. Wegen der Undichtheiten des Kolbens und der Ventile wird man indessen bei dem Entwurfe der Pumpe immer das wirklich geförderte Quantum kleiner als das theoretische $F\,.\,2\,r$ annehmen.

§. 144. **Druckwirkung.** Die Untersuchungen der vorhergehenden Paragraphen bezogen sich nur auf die saugende Wirkung des Pumpenkolbens, also auf die Bewegung der Kurbel aus dem unteren todten Punkte nach dem oberen. Ganz ähnliche Betrachtungen lassen sich auch für die zweite Hälfte der Kurbelumdrehung anstellen, während welcher der Kolben, der hierbei als massiver zu denken ist, abwärts bewegt wird, um das angesaugte Wasser durch das Druckrohr auf die Druckhöhe h_2 empor zu treiben. Damit diese letztere Wirkung stattfinde, ist es nöthig, daß auf den Kolben eine Kraft ausgeübt werde, welche nicht nur gleich dem Gewichte einer auf dem Kolben lastenden Wassersäule von der Druckhöhe h_2 ist, sondern auch, abgesehen von den Reibungswiderständen, im Stande ist, dem in dem Druckrohre befindlichen Wasserquantum diejenige Beschleunigung zu ertheilen, welche der Bewegung des Kolbens durch das Kurbelgetriebe entspricht.

Die zu dieser Beschleunigung erforderliche Kraft bezw. den dadurch repräsentirten Widerstand kann man sich nun nach dem Vorstehenden ersetzt denken durch eine Wassersäule, deren Höhe für einen Umdrehungswinkel α der Kurbel, vom oberen todten Punkte aus, durch $\frac{Fl_2}{fg}\frac{u^2}{r}\cos\alpha$ ausgedrückt ist, wenn f den Querschnitt und l_2 die Länge der Druckröhren bedeutet. Der Kolbenwiderstand entspricht daher dem Drucke einer Wassersäule von der Höhe $h_2 + \frac{Fl_2}{fg}\frac{u^2}{r}\cos\alpha$, und man kann sich diesen Widerstand ebenso wie bei der Saugwirkung durch das Diagramm, Fig. 621, veranschaulichen. Ist wieder $A_1A_2 = 2r$ gemacht und E_1E_2 im Abstande $A_1E_1 = h_2$ parallel dazu gezogen, ferner $E_1D_1 = E_2D_2 = \frac{Fl_2}{fg}\frac{u^2}{r}$ gemacht, so erhält man wieder in den Ordinaten der Geraden D_1D_2 die Drucke auf den Kolben. Da hierbei die Bewegung des Wassers direct von dem Kolben geschieht, der Luftdruck also nicht, wie bei der Saugwirkung, zu Hülfe genommen wird, so ist die Größe A_1D_1 des anfänglichen Druckes an keine Bedingung geknüpft, indem ein Abreißen des Wassers von dem Kolben so

lange nicht möglich ist, als der Kolben beschleunigend auf das Wasser wirkt, also während die Kurbel von dem todten Punkte aus den dritten Qua-

Fig. 621.



dranten durchläuft. Im Uebrigen lassen sich über das Diagramm ganz ähnliche Bemerkungen machen, wie im vorigen Paragraphen über Fig. 519 geschehen. Es wird von der Kurbel während des Kolbenweges von A_1 bis a eine Kraft auf den Kolben ausgeübt werden, welche von der Größe $A_1 D_1$ bis zu Null abnimmt, worauf durch die Trägheitskräfte des im Druckrohre bewegten Wassers auf den Kolben in seiner Bewegungsrichtung ein Impuls ausgeübt wird. Der letztere wächst von Null in a allmälig bis zu einem Werthe $B_0 b$ in der Stellung b, welcher gerade der Saughöhe h_1 entspricht, und von dieser Stelle an wird der Kolben mit der constanten Kraft $B_0 b$ durch die bewegte Wassermasse des Druckrohres getrieben, während zugleich ein bestimmtes Wasserquantum durch das in der Stellung b vorzeitig geöffnete Saugventil in die Höhe tritt, da in der Stellung b die auf das Wasser vorwärts treibende Trägheitskraft das Gewicht der Saugwassersäule erreicht hat. Die von der Kurbel ausgeübte mechanische Arbeit ist wieder durch die Flächen $A_1 D_1 a - a A_2 B_2 B_0 = A_1 E_1 E_2 A_2 + B_0 B_2 D_2$ wie bei der Saugwirkung dargestellt, und es tritt die Uebereinstimmung des Vorganges mit dem im vorhergehenden Paragraphen mittelst des Diagramms, Fig. 619, erläuterten hervor. Es ergiebt sich auch in derselben Weise wie dort, daß das Druckventil gänzlich außer Wirksamkeit kommt, wenn die vorzeitige Eröffnung des Saugventils bereits bei einer Kolbenstellung b stattfindet, für welche die Kurbel nur um einen Winkel $\alpha = 102^0\,34'$ vom oberen todten Punkte entfernt ist.

Es muß hierbei indessen bemerkt werden, daß bei dem betrachteten Vorgange keine Rücksicht darauf genommen wurde, daß, wenn ein Saugwindkessel nicht vorhanden ist, in dem Augenblicke einer vorzeitigen Eröffnung

des Saugventils das im Saugrohre befindliche Wasser noch vollkommen in Ruhe ist. Da dieses Wasser nun nicht momentan die Geschwindigkeit $\frac{F}{f} u \sin \alpha$ annehmen kann, welche es haben müßte, um dem im Druckrohre aufsteigenden Wasser zu folgen, so wird letzteres voraneilen, und daher wird eine Trennung des Wassers an der Pumpe stattfinden. In Folge dessen muß sich später ein Wasserschlag einstellen, sobald das aus dem Saugrohre nachfolgende Wasser dasjenige im Druckrohre einholt, welches letztere, nachdem es seine lebendige Kraft eingebüßt hat, in Folge der Luftleere wieder zurückfällt, die sich bei dem Abreißen des Wassers in der Druckröhre gebildet hat. Ein solches Abreißen des Wassers der Steigröhre von der Pumpe wird natürlich nur erfolgen können, wenn die der Kurbelbewegung entsprechende größte Verzögerung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$ größer ist, als diejenige $g \frac{b + h_2}{l_2}$, welcher das Wasser durch die vereinigte Wirkung der Drucksäule h_2 und des Atmosphärendruckes auf die Ausflußmündung ausgesetzt ist.

Wenn dagegen das Saugrohr mit einem Saugwindkessel versehen ist, so kann ein derartiges Abreißen an der Pumpe und ein damit verbundener Wasserschlag überhaupt nicht erfolgen, sobald die zwischen diesem Saugwindkessel und dem Saugventile befindliche Wassermasse verschwindend klein ist, wie dies im Allgemeinen der Fall sein wird. Es wird dann vielmehr eine Eröffnung des Saugventils erfolgen müssen, sobald die Verzögerung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos \alpha$ den Betrag

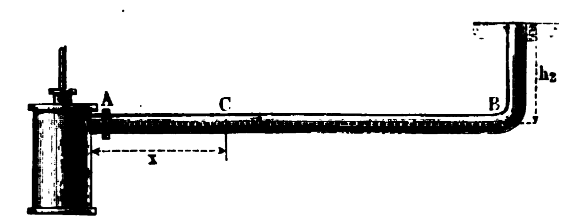
$$g \frac{b + h_2 - b_1}{l_2} = \frac{h_1 + h_2 + \varphi}{l_2} = \frac{h + \varphi}{l_2}$$

erreicht, da das Wasser in der Druckröhre abwärts durch die Wassersäule $b + h_2$ und aufwärts durch die Pressung des Saugwindkessels $b_1 = b - h_1 - \varphi$ gedrückt wird, unter φ wieder die Wassersäulenhöhe verstanden, welche der gleichmäßigen Bewegung des Wassers in der Saugröhre zwischen dem Unterwasser und dem Saugwindkessel zukommt.

Wenn aber auch ein Abreißen des Wassers an der Pumpe, etwa durch das Vorhandensein eines Saugwindkessels, unmöglich gemacht ist, so kann doch unter Umständen ein solches Abreißen und ein Wasserschlag an einem Punkte innerhalb der Druckröhre möglich sein, wenn in diesem Punkte die dem Wasser durch sein eigenes Gewicht und den Atmosphärendruck ertheilte Verzögerung kleiner ist, als die durch die Kurbel ertheilte Verzögerung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$. Ob ein solcher Punkt vorhanden ist, hängt ganz von der Anord-

nung der Druckrohrleitung ab. Zunächst ist ersichtlich, daß ein solches Abreißen nicht erfolgen kann, wenn die Druckrohrleitung von der Pumpe in gerader Linie horizontal oder vertical fortgeführt ist. Denn bei der

Fig. 622.



Pumpe, Fig. 622, mit horizontaler Druckröhre AB von der Länge l_2 ist die Verzögerung für den Punkt A an der Pumpe durch

$$p_w = g\,\frac{b + h_2}{l_2},$$

dagegen für einen Punkt C im Abstande $AC = x$ von der Pumpe durch

$$p_w' = g\,\frac{b + h_2}{l_2 - x},$$

also größer als bei A, gegeben. Wenn daher an der Pumpe ein Abreißen nicht stattfinden kann, indem die Bedingung

$$g\,\frac{b + h_2}{l_2} > \frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}$$

erfüllt ist, so kann ein Abreißen in irgend einem Punkte C um so weniger möglich sein, je weiter dieser Punkt von A entfernt ist.

Ebenso findet man bei dem verticalen Druckrohre AB, Fig. 623 (a. f. S.), bei welchem $l_2 = h_2$ ist, daß, während die Verzögerung bei A durch

$$p_w = g\,\frac{b + h_2}{h_2}$$

ausgedrückt ist, dieselbe für den Punkt C in der Höhe x über der Pumpe durch

$$p_w' = g\,\frac{b + h_2 - x}{h_2 - x}$$

sich ausdrückt. Es ist leicht einzusehen, daß, weil $\frac{b + h_2}{h_2}$ ein unechter Bruch ist, p_w' auch hier größer ist als p_w, daher auch hier ein Wasserschlag nur an der Pumpe bei A, nicht aber an einer darüber gelegenen Stelle möglich ist.

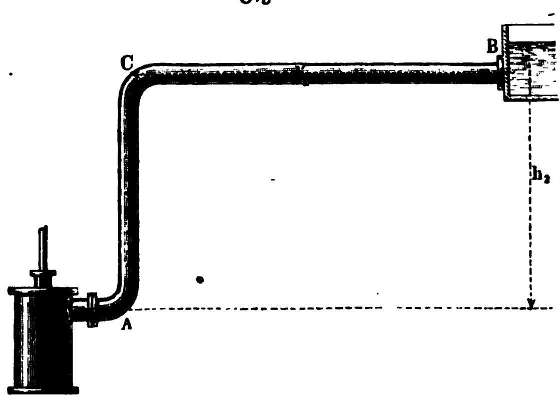
Dagegen kann bei einem in schräger oder in gekrümmter Linie geführten Druckrohre ein Wasserschlag im Rohre entstehen, wie z. B. in dem Knie bei C, Fig. 624, wenn für diesen Punkt die Verzögerung $p_w' = g \frac{b}{l_2'}$ kleiner ausfällt, als $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$, was bei einer genügenden Länge l_2' des horizontalen Rohrstückes CB sehr wohl stattfinden kann, selbst wenn für den Punkt A an der Pumpe der Bedingung genügt ist,

Fig. 623.

$$g \frac{b + h_2}{l_2} > \frac{F}{f} \frac{u^2}{r},$$

daher an dieser Stelle ein Wasserschlag nicht möglich ist. Da man in der Führung der Röhren meistens durch die Oertlichkeit gebunden ist, so wird es bei den zerstörenden Wirkungen solcher oft sehr heftigen Wasserschläge immer gerathen sein, durch eine entsprechende Untersuchung festzustellen, ob und an welcher Stelle der Röhrenleitung ein Wasserschlag eintreten kann.

Fig. 624.



§. 145. **Druckwindkessel.** Man kann den Wasserschlag in den Druckröhren in jedem Falle gänzlich verhindern, wenn man in das Druckrohr möglichst nahe der Pumpe ebenfalls einen Luftbehälter, einen sogenannten Druckwindkessel, einschaltet, welcher durch die in ihm vorhandene Spannung b_2 der Luft in dem Druckrohre ebenso eine nahezu gleichmäßige Bewegung des aufsteigenden Wassers unterhält, wie dies von dem Saugwind-

kessel in dem Saugrohre geschieht. Die mit dem Kolbenwechsel verbundenen Perioden der Bewegung werden dadurch, wie auch bei dem Saugrohre, nur auf das kurze Verbindungsrohr zwischen Pumpe und Windkessel beschränkt. Bei genügender Größe dieses Druckwindkessels läßt sich ein Wasserschlag in den Druckröhren, also überhaupt jeder Wasserschlag vermeiden, da im Vorstehenden gezeigt worden ist, daß einem Abreißen des Wassers an der Pumpe entweder durch Erfüllung der Grundbedingung

$$g \frac{b + h_2}{l_2} > \frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$$

oder durch Anordnung eines Saugwindkessels vorgebeugt werden kann.

Durch die Anwendung der Druckwindkessel erreicht man außerdem noch andere Vortheile, so namentlich die Erzielung eines annähernd gleichförmigen Wasserausflusses, welcher bei solchen Pumpwerken von Wichtigkeit ist, die einen geschlossenen Wasserstrahl liefern sollen, wie die Feuerspritzen und Pumpen zur Speisung von Springbrunnen. Ferner wird durch die regulirende Wirkung der Druckwindkessel die Anstrengung der einzelnen Maschinentheile, wie z. B. der Kolbenstange, Lenkerstange, Kurbelwelle ꝛc., beträchtlich verringert, wie dies leicht aus dem Vorhergehenden folgt. Da nämlich der Widerstand des Kolbens im todten Punkte durch den Druck einer Wassersäule von der Höhe

$$h_2 + \frac{F\, l_2}{f\, g} \frac{u^2}{r}$$

dargestellt ist, so ersieht sich hieraus, wie der zweite von der Trägheit herrührende Summand bei einer großen Länge l_2 der Druckröhren den ersten aus der Druckhöhe h_2 sich ergebenden Antheil vielmals übersteigen kann. Auf Grund hiervon müssen alle Betriebstheile der Pumpe auf diese maximale Anstrengung im todten Punkte berechnet werden, wodurch bei langen Rohrleitungen unmäßige Stärken nöthig und Brüche wahrscheinlich werden. Bei der Anwendung eines Druckwindkessels dagegen wirkt der Bewegung des Kolbens während der ersten Hälfte des Niederganges nur die Trägheit desjenigen Wassers entgegen, welches zwischen der Pumpe und dem Windkessel befindlich ist, welches Quantum immer ganz unbedeutend sein wird, da man, einer in der Praxis stets befolgten und aus dem Vorstehenden ohne Weiteres sich rechtfertigenden Regel gemäß, die Windkessel immer der Pumpe so nahe als möglich anordnet. Das Wasser, welches zwischen der Pumpe und den Windkesseln sowohl im Saugrohre wie im Druckrohre sich befindet, ist natürlich der regulirenden Wirkung der Windkessel entzogen und direct von der Bewegung des Pumpkolbens beeinflußt.

Die durch den Windkessel erreichbare Ausgleichung der Bewegung kann, ebenso wie die durch ein Schwungrad zu erzielende, niemals eine vollständige

sein, da in Folge der veränderlichen Geschwindigkeit des Pumpenkolbens abwechselnd Wasser in den Windkessel hinein und aus demselben heraustritt, wodurch die Pressung der Luft in demselben einem unausgesetzten Schwanken von derselben Periode wie die Wasserlieferung der Pumpe ausgesetzt ist. Diese Schwankungen müssen selbstverständlich um so größer ausfallen, je größer jenes besagte Wasserquantum, welches periodisch dem Windkessel zugeführt und entnommen wird, im Verhältniß zu der Größe des Windkessels, d. h. zu dem mit Luft erfüllten Raume desselben ist. Man wird daher den Windkessel um so größer zu machen haben, je kleiner die Aenderungen der Pressung werden sollen, und je ungleichmäßiger die Lieferung der Pumpe ist.

Um diese Verhältnisse zu untersuchen, werde die Geschwindigkeit des Wassers in dem Druckrohre hinterhalb des Windkessels constant und gleich v vorausgesetzt, eine Annahme, welche zwar wegen der Veränderlichkeit der Windkesselpressungen nicht genau zutrifft, für die folgenden Ermittelungen aber zulässig ist, wenn der Windkessel hinreichende Größe hat. Es sei ferner eine einfach wirkende Druckpumpe vorausgesetzt, deren Kolbenfläche F und deren Kurbelarm r sein möge. Denkt man die Kurbel vom oberen todten Punkte um den beliebigen Winkel α gedreht, so bewegt sich der Kolben mit der Geschwindigkeit $u \sin \alpha$, wenn wieder $u = \frac{n}{60} 2 \pi r$ die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens bedeutet. Ist nun noch f der Querschnitt des Druckrohres, so tritt in dem Zeitelemente ∂t von der Pumpe das Wasserquantum $F u \sin \alpha . \partial t$ nach dem Windkessel, während hinterhalb desselben das Quantum $f v . \partial t$ das Druckrohr passirt, so daß in dem betrachteten Zeittheilchen die Differenz dieser beiden Quanten

$$\partial q = F u \sin \alpha . \partial t - f v . \partial t$$

von dem Windkessel aufgenommen, bezw. abgegeben wird, je nachdem diese Differenz positiv oder negativ ist. Da bei einer vollen Kurbelumdrehung, d. h. in $\frac{60}{n}$ Secunden, das Wasserquantum $F 2 r$ gefördert wird, und im Beharrungszustande auch durch das Druckrohr passirt, so hat man

$$f v \frac{60}{n} = F 2 r,$$

oder

$$f v = F \frac{2 r n}{60} = F \frac{u}{\pi},$$

mit welchem Werthe das in den Windkessel gelangende Quantum sich zu

$$\partial q = F u \left(\sin \alpha - \frac{1}{\pi} \right) \partial t$$

ergiebt. Diese Wassermenge wird zu Null für $sin\,\alpha = \frac{1}{\pi}$, d. h. für die Drehungswinkel der Kurbel

$$\alpha_1 = 18^0\,35' \quad \text{und} \quad \alpha_2 = 161^0\,25'.$$

Während die Kurbel sich vom todten Punkte um den Winkel $\alpha_1 = 18^0\,35'$ dreht, tritt wegen des negativen Werthes von ∂q unausgesetzt Wasser aus dem Windkessel in das Druckrohr, darauf wird bei der Drehung von α_1 bis zum Winkel $\alpha_2 = 161^0\,25'$ wieder Wasser vom Windkessel aufgenommen und schließlich auf dem Wege der Kurbel zwischen $161^0\,25'$ und 360^0 wieder Wasser aus dem Windkessel heraustreten. Offenbar enthält daher der Windkessel am wenigsten Wasser, wenn die Kurbel um α_1 und das meiste Wasser, wenn die Kurbel um α_2 von dem todten Punkte entfernt ist. Die betreffenden Wassermengen bestimmen sich aus

$$\partial q = F u \left(sin\,\alpha - \frac{1}{\pi}\right) \partial t,$$

wenn man $r\,\partial\alpha = u\,\partial t$ setzt, durch Integration zu

$$q_1 = F r \int_0^{\alpha_1} \left(sin\,\alpha - \frac{1}{\pi}\right) \partial\alpha = F r \left(1 - cos\,\alpha_1 - \frac{\alpha_1}{\pi}\right)$$

und

$$q_2 = F r \int_0^{\alpha_2} \left(sin\,\alpha - \frac{1}{\pi}\right) \partial\alpha = F r \left(1 - cos\,\alpha_2 - \frac{\alpha_2}{\pi}\right).$$

Setzt man hierin die Werthe $\alpha_1 = 18^0\,35'$ und $\alpha_2 = 161^0\,25'$, so berechnet sich

$$q_1 = -\,0{,}05\;F r$$

und

$$q_2 = +\,1{,}05\;F r,$$

so daß das bei jeder Umdrehung in den Windkessel gelangende und wieder heraustretende Wasserquantum sich bestimmt zu

$$q_2 - q_1 = 1{,}10\;F r = 0{,}55\;V,$$

unter $V = F\,2\,r$ den Inhalt der Pumpe verstanden.

Aus der Größe dieses fluctuirenden Wasserquantums und der Größe des Windkessels läßt sich nunmehr die Veränderung der Luftpressung im Windkessel bestimmen. Bedeutet etwa W_2 das Volumen der Luft im Windkessel, wenn derselbe bei der Kurbeldrehung α_2 das meiste Wasser aufgenommen hat, und ist mit w_2 die zugehörige Luftpressung verstanden, so ist das Volumen W_1 der Luft, wenn der Windkessel das wenigste Wasser bei dem Drehungswinkel α_1 enthält, durch $W_1 = W_2 + \nu\,V$ gegeben, wenn man

unter v den Bruchtheil des Pumpeninhalts versteht, welcher die fluctuirende Wassermenge angiebt. Die geringste Pressung der Luft w_1 ist dann nach dem Mariotte'schen Gesetze zu

$$w_1 = w_2 \frac{W_2}{W_2 + v V}$$

anzunehmen, da man hier die Temperatur als constant voraussetzen darf.

Wenn die Pumpe doppeltwirkend ist, so ändern sich die vorstehenden Formeln nur insofern, als das durch jede Kurbelumdrehung geförderte Wasserquantum gleich $F.4r$ ist, so daß die kleinste und größte Füllung des Windkessels bei den durch die Gleichung $\sin \alpha = \frac{2}{\pi}$ gegebenen Winkeln $\alpha_1 = 39^0 35'$ und $\alpha_2 = 140^0 25'$ stattfindet. Durch Einführung dieser Werthe für α in die Formel

$$q = F r \left(1 - \cos \alpha - \frac{2 \alpha}{\pi}\right)$$

erhält man

$$q_1 = - 0{,}210\, F r \text{ und } q_2 = 0{,}210\, F r,$$

daher das mit jeder halben Kurbelumdrehung in den Windkessel ein- und austretende Wasserquantum

$$q_2 - q_1 = 0{,}42\, F r = 0{,}21\, V \text{ ist.}$$

Betrachtet man noch den häufiger vorkommenden Fall, daß zwei doppelt wirkende Pumpen durch zwei zu einander rechtwinkelig stehende Kurbeln bewegt werden, so ist hier das durch eine ganze Kurbelumdrehung geförderte Wasser durch $F.8r$ gegeben, und man erhält, wie leicht zu ersehen ist, das für einen Drehungswinkel α der Welle von einem todten Punkte aus in den Windkessel getretene Wasser zu

$$q = F r \left(1 - \cos \alpha + \sin \alpha - \frac{4 \alpha}{\pi}\right).$$

Dieser Ausdruck wird zu einem Minimum oder Maximum für die aus $\sin \alpha + \cos \alpha = \frac{4}{\pi}$ folgenden Winkel $\alpha_1 = 19^0 10'$ und $\alpha_2 = 70^0 50'$, und zwar wird mit diesen Winkeln

$$q_1 = - 0{,}042\, F r \text{ und } q_2 = 0{,}042\, F r,$$

daher das fluctuirende Wasser

$$q_2 - q_1 = 0{,}084\, F r = 0{,}042\, V.$$

Dieses Quantum tritt hier bei jeder Kurbelumdrehung viermal in den Windkessel ein und wieder heraus. Mit Rücksicht auf die vorstehenden Ermittelungen wird man den Windkessel bei einfach wirkenden Pumpen

verhältnißmäßig größer anzunehmen haben, als bei doppelt wirkenden. Fink giebt für die Größe W des Windkessels, d. h. des Luftquantums, wenn dasselbe durch die Druckhöhe h_2 comprimirt ist, als Regel an, daß man

$W = 4\,V$ für einfach wirkende Pumpen,
$W = 1,6\,V$ für doppelt wirkende Pumpen,
$W = 0,8\,V$ für zwei doppelt wirkende Pumpen

mit rechtwinkelig stehenden Kurbeln nehmen solle.

Während des Stillstandes der Pumpe bestimmt sich die Spannung der Luft im Windkessel, vorausgesetzt, daß das Druckrohr mit Wasser gefüllt ist, durch die Summe $h_2 + b$ der Druckhöhe und des atmosphärischen Druckes. Diese Spannung wird in dem Falle des Betriebes noch durch die den Reibungswiderständen im Druckrohre entsprechende Widerstandshöhe φ_2 vergrößert. Bezeichnet man diese, unter Voraussetzung einer gleichmäßigen Bewegung des Wassers in dem Druckrohre herrschende Windkesselspannung als die mittlere mit w, so hat man also

$$w = (b + h_2 + \varphi_2)\,\gamma$$

anzunehmen, und es möge das Volumen der Luft bei dieser mittleren Spannung durch W bezeichnet werden. Wie im Vorhergehenden gezeigt worden, ist wegen der ungleichmäßigen Lieferung der Pumpe das Volumen W und damit die Pressung w einem steten Wechsel entsprechend den Perioden der Wasserlieferung unterworfen, so daß das mittlere Volumen W des Windkessels durch das fluctuirende Wasser bald größer bald kleiner wird. Wenn mit W_1 der größte und mit W_2 der kleinste Werth des Luftvolumens und mit w_1 bezw. w_2 die zugehörigen Spannungen bezeichnet werden, so hat man nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$W w = W_1 w_1 = W_2 w_2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

und nach dem Vorstehenden

$$W_1 - W_2 = \nu\,V \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

wenn $\nu\,V$ das fluctuirende Wasserquantum bezeichnet.

Um nun aus den aus der Construction bekannten mittleren Werthen von W und w die größten und kleinsten annähernd zu bestimmen, kann folgende Betrachtung dienen. Wenn die höchste Pressung w_2 des Windkessels bis zu dem mittleren Werthe w herabsinkt, wird durch die Expansionswirkung der Luft eine mechanische Arbeit auf Beschleunigung des Wassers im Druckrohre ausgeübt, welche nach bekannten Gesetzen, wenn von allen Nebenhindernissen der Contraction ꝛc. abgesehen wird, durch

$$A_2 = W w \, ln \frac{w_2}{w}$$

ausgedrückt ist. Geht die Spannung nun noch weiter unter den mittleren Werth w bis zu w_1 herunter, so wird durch diese weitere Ausdehnung eine verzögernde Wirkung auf das Wasser im Betrage

$$A_1 = Ww \, ln \frac{w}{w_1}$$

ausgeübt. Für den hier vorausgesetzten Beharrungszustand ist nun $A_2 = A_1$ zu setzen, woraus man findet

$$ln \frac{w_2}{w} = ln \frac{w}{w_1}$$

oder

$$w_1 w_2 = w^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

d. h. man kann die mittlere Pressung w als das geometrische Mittel aus der kleinsten Pressung w_1 und der größten w_2 ansehen. Aus den Gleichungen (1), (2) und (3) ist es nun in jedem Falle leicht, aus den gegebenen Werthen von W, w und $v V$ die größte und kleinste Pressung w_2 und w_1 zu bestimmen.

Es ist nämlich nach diesen Gleichungen

$$w_1 = \frac{w^2}{w_2} = w \frac{w}{w_2} = w \frac{W_2}{W} = w \frac{W_1 - v V}{W} = w \frac{\frac{Ww}{w_1} - v V}{W},$$

woraus nun

$$w_1^2 + v \frac{V}{W} w w_1 = w^2$$

folgt, so daß man erhält

$$w_1 = - \frac{v V}{2 W} w + \sqrt{w^2 + \left(\frac{v V}{2 W} w\right)^2}$$

und ebenso

$$w_2 = + \frac{v V}{2 W} w + \sqrt{w^2 + \left(\frac{v V}{2 W} w\right)^2}.$$

Man wird sich dann in der im vorstehenden Paragraphen gezeigten Weise zu überzeugen haben, ob die kleinste Windkesselpressung w_1 noch genügend groß ist, um ein etwaiges Abreißen des Wassers an der Pumpe im Druckrohre und damit einen Wasserschlag zu vermeiden, indem man verneinendenfalls den Inhalt W des Windkessels so weit zu vergrößern hätte, daß w_1 die genügende Größe behält, welche einen Wasserschlag ausschließt. Steht, wie gewöhnlich, der Windkessel möglichst nahe der Pumpe, so wird im Allgemeinen ein solches Abreißen nicht zu befürchten sein.

Die vorstehend ermittelten Werthe w_1 und w_2 stellen die kleinste und größte Windkesselspannung für den Beharrungszustand der Bewegung dar. Im Anfange der Bewegung jedoch wird in dem Windkessel immer eine

Spannung w'' eintreten, welche den Werth w_2 übertrifft, und ebenso stellt sich die absolut kleinste Pressung w' im Windkessel ein, wenn die Pumpe plötzlich angehalten wird, wie sich aus dem Folgenden ergiebt.

Es sei vorausgesetzt, daß für den Stillstand der Pumpe die mittlere Spannung $w_0 = (b + h_2)\,\gamma$ im Windkessel vorhanden sei, welcher dabei das Luftvolumen W_0 enthält, und es werde angenommen, daß die Pumpe in Thätigkeit gesetzt wird. In Folge dessen wird dem Windkessel in jeder Minute das Wasserquantum Q zugeführt, und es möge für die folgende Rechnung der Einfachheit wegen angenommen werden, daß diese Förderung mit gleichmäßiger Geschwindigkeit geschehe, so daß in dem Zuführungsrohre zum Windkessel das Wasser mit der Geschwindigkeit $v_0 = \frac{Q}{60\,f}$ sich bewege. Diese Annahme ist zwar wegen der ungleichmäßigen Förderung der Pumpe nicht genau zutreffend, giebt aber für den Zweck der folgenden Untersuchung ein genügend angenähertes Resultat. Das von der Pumpe geförderte Wasser tritt zunächst in den Windkessel ein, wodurch die Luft in demselben comprimirt und die vorhandene Spannung von w_0 auf einen größeren Werth w gebracht wird. In Folge dieser Pressungserhöhung äußert nun der Windkessel eine dem Ueberdrucke $w - w_0$ proportionale Beschleunigung

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g\,\frac{w - w_0}{l_2\,\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

auf das Wasser $f\,l_2\,\gamma$ im Druckrohre, in Folge deren dasselbe eine Geschwindigkeit annimmt, welche allmälig aus dem anfänglichen Werthe 0 zu demjenigen v_0 im Beharrungszustande anwächst. Bezeichne nun t die Zeit, welche vom Beginn der Bewegung an bis zu einem beliebigen Augenblicke verstrichen ist, und habe das Wasser in diesem Augenblicke eine gewisse allgemein mit v bezeichnete Geschwindigkeit angenommen, so tritt in dem nächsten Zeitelemente das Wasserquantum $f\,v_0\,\partial t$ aus der Pumpe in den Windkessel und dasjenige $f\,v\,\partial t$ aus dem Windkessel heraus nach dem Druckrohre. Folglich wird das Volumen des Windkessels um den Betrag

$$\partial q = f\,(v_0 - v)\,\partial t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

vermindert. Die ganze Volumenverminderung während der Zeit t beträgt sonach

$$q = f\,v_0\,t - f \int v\,\partial t.$$

Man hat nun nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{W_0}{W_0 - q} = \frac{w}{w_0},$$

woraus

$$q = W_0 \frac{w - w_0}{w},$$

also durch Differentiation

$$\partial q = W_0 \frac{w_0}{w^2} \partial w$$

folgt. Diese Gleichung in Verbindung mit (5) giebt

$$f(v_0 - v)\,\partial t = W_0 \frac{w_0}{w^2} \partial w,$$

und hieraus erhält man durch Multiplication mit (4)

$$f(v_0 - v)\,\partial v = W_0\, g\, \frac{w - w_0}{l_2 \gamma} \frac{w_0}{w^2} \partial w.$$

Wenn nun v den Werth v_0 erreicht hat, ist die Spannung w im Windkessel von w_0 im Anfange bis zu der gesuchten größten Spannung w'' angewachsen, man erhält daher durch Integration

$$f \int\limits_0^{v_0} (v_0 - v)\,\partial v = W_0\, w_0 \frac{g}{l_2 \gamma} \int\limits_{w_0}^{w''} \frac{w - w_0}{w^2} \partial w,$$

oder

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = W_0\, w_0 \left(ln \frac{w''}{w_0} + \frac{w_0}{w''} - 1 \right) \quad . \; . \; . \; . \quad (6)$$

aus welcher Gleichung die größte Spannung w'' berechnet werden kann, die im Windkessel im Anfange der Bewegung sich einstellen wird.

Dieser Werth w'' ist größer als der anfängliche Werth $w_0 = b + h_2$, und wird auch größer sein, als der für den Beharrungszustand im Windkessel vorhandene mittlere Druck $w = b + h_2 + \varphi_2$, daher wird durch diesen Druck w'' eine weitere Beschleunigung des Wassers in dem Druckrohre hervorgerufen, wodurch die Geschwindigkeit daselbst größer wird als der Durchschnittswerth v_0. In Folge hiervon tritt wieder Wasser aus dem Windkessel heraus, die Spannung sinkt unter w'' herab, und es wird erst nach einigen Schwankungen die mittlere Spannung w eintreten, welche, wie oben gefunden, nur noch denjenigen Schwankungen zwischen w_1 und w_2 unterworfen ist, welche durch die periodische Veränderlichkeit des von der Pumpe gelieferten Wassers veranlaßt werden.

Wenn andererseits die Pumpe plötzlich angehalten wird, so veranlaßt die lebendige Kraft des in dem Druckrohre bewegten Wassers ein Weiterbewegen und in Folge dessen eine Vergrößerung des Luftvolumens von W auf W' so lange, bis die in dem Wasser vorhandene lebendige Kraft $f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g}$ durch die Arbeit der verzögernden Kraft aufgezehrt ist. Diese Arbeit, welche ver-

zögernd wirkt, ist offenbar die zur Ausdehnung des Luftvolumens W_0 von der Spannung w_0 auf das Volumen W' von der Spannung w' erforderliche Arbeit. Dieselbe drückt sich, wenn das Volumen W um ∂W sich ausdehnt, durch

$$(w_0 - w)\, \partial W = \left(w_0 - \frac{W_0}{W}\, w_0\right) \partial W$$

aus, folglich hat man, wenn die ganze lebendige Kraft des Wassers aufgezehrt ist,

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = \int_{W_0}^{W'} \left(w_0 - \frac{W_0}{W}\, w_0\right) \partial W$$

$$= W' w_0 - W_0 w_0 - W_0 w_0 \, ln \frac{W'}{W_0}$$

$$= W_0 w_0 \left(\frac{W'}{W_0} - 1 + ln \frac{W_0}{W'}\right),$$

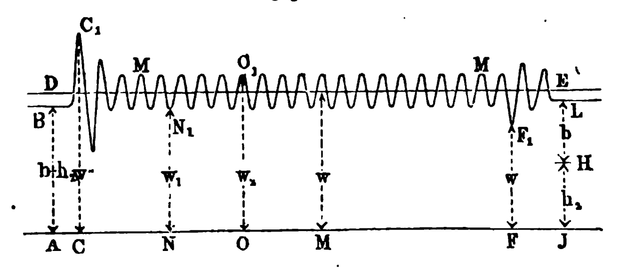
oder weil $\frac{W'}{W_0} = \frac{w_0}{w'}$ ist:

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = W_0 w_0 \left(\frac{w_0}{w'} + ln \frac{w'}{w_0} - 1\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Aus dieser Gleichung läßt sich die geringste Spannung w' berechnen, welche sich im Windkessel einstellt, sobald die Pumpe plötzlich abgestellt wird, und das Wasser im Druckrohre vermöge seiner lebendigen Kraft sich noch weiter bewegt. Es ist übrigens klar, daß, nachdem das Wasser seine Geschwindigkeit vollständig verloren hat, dasselbe, da nun der Windkesseldruck w' kleiner als der mittlere Druck w_0 geworden ist, sich wieder zurückbewegt, und in eine schwingende Bewegung geräth, welcher nur durch die inneren Widerstände ein Ziel gesetzt wird.

Man kann sich von den im Vorstehenden gefundenen Resultaten eine Anschauung durch das Diagramm, Fig. 625, verschaffen, in welchem auf der horizontalen Basis AJ die Ordinate JH gleich der Druckhöhe h_2 und HL gleich der Wasserbarometerhöhe b gemacht ist. Dann drückt die

Fig. 625.



Summe $JL = AB = h_2 + b$ die Luftpressung w_0 im Windkessel im Zustande des Stillstandes der Pumpe aus. Wird nunmehr die letztere in Thätigkeit gesetzt, so steigt die Pressung zuerst auf den größten Werth $CC' = w''$, um von diesem Werthe wieder unter den vorherigen zu sinken, bis nach einigen allmälig abnehmenden Schwingungen der Beharrungszustand eingetreten ist, welcher durch die Wellenlinie MM dargestellt wird. Während dieses Beharrungszustandes schwankt die Pressung des Windkessels in regelmäßigen Perioden zwischen der kleineren Spannung $NN_1 = w_1$ und der größeren $OO_1 = w_2$, und es ist die mittlere Spannung w durch die Horizontale DE ausgedrückt, deren Abstand von der Basis $JE = b + h_2 + \varphi_2$ ist. Wenn dann die Pumpe plötzlich ausgerückt wird, sinkt die Pressung auf die Spannung $FF_1 = w'$ herab, worauf nach einigen Schwingungen des Wassers die Spannung für den Stillstand zu $JL = w_0 = b + h_2$ wieder eintritt.

Es ist klar, daß die Schwankungen zwischen $NN_1 = w_1$ und $OO_1 = w_2$ ein Maß für die Gleichförmigkeit der Wasserbewegung oder bei Fontainen für die Schwankungen der Strahlhöhe ergeben. Ferner wird man die größte Pressung $CC_1 = w''$ in der Anlaufsperiode bei der Bestimmung der Anstrengungen zu Grunde zu legen haben, denen die einzelnen Maschinentheile ausgesetzt sind. Endlich ergiebt die kleinste Pressung $FF_1 = w'$ während der Auslaufsperiode dasjenige Volumen W', welches der Windkessel wenigstens erhalten muß, damit bei dieser kleinsten Pressung keine Luft aus dem Windkessel trete.

Da die von einer Volumeneinheit Wasser absorbirte Luftmenge nach physikalischen Gesetzen in gleichem Verhältnisse zu der Luftpressung steht, so erklärt sich hieraus, warum aus den Druckwindkesseln die Luft allmälig verschwindet, wenn nicht für einen Ersatz der verschluckten Luft Sorge getragen wird. Dagegen wird in den Saugwindkesseln immer das hinreichende Luftquantum von selbst vorhanden sein, da das unter atmosphärischem Drucke mit Luft gesättigte Wasser unter der geringeren Pressung des Saugwindkessels einen Theil der aufgelösten Luft frei läßt. Um die Druckwindkessel stets genügend mit Luft gefüllt zu erhalten, wendet man meistens einen kleinen Lufthahn im Saugrohre an, welcher vermöge seiner sehr geringen Eröffnung das Ansaugen einer entsprechenden Luftmenge durch den Kolben ermöglicht, welche Luft in den Windkessel emporsteigt und nach dessen gänzlicher Anfüllung mit dem Wasser gleichzeitig weiter befördert wird. Hierdurch erzielt man zugleich eine gewisse Elasticität des mit Luft gemengten Wassers und mildert etwaige Stoßwirkungen.

Was endlich noch die totale Größe des Windkessels anbetrifft, d. h. den ganzen Raum desselben bis dahin, wo das Druckrohr sich anschließt, so muß bemerkt werden, daß bei Feuerspritzen und solchen Pumpen, bei welchen im

Zustande der Ruhe eine Druckhöhe h_2 gar nicht vorhanden ist, die Luftspannung im Ruhezustande nur gleich derjenigen der Atmosphäre sein kann. Erst in Folge der Bewegung der Spritze tritt hier die theoretische Sprunghöhe des Wassers als Förderhöhe h_2 auf, und wenn daher nunmehr bei der durchschnittlichen Pressung $w = b + h_2 + \varphi_2$, wie oben berechnet, ein gewisses Luftvolumen W im Windkessel vorhanden sein soll, so muß der letztere nach dem Mariotte'schen Gesetze eine totale Größe gleich

$$W_0 = W \frac{b + h_2 + \varphi_2}{b}$$

haben.

Bei einer Pumpe hingegen, welche das Wasser in einem Steigrohre auf die Höhe h_2 fördert, steht die Luft im Ruhestande immer unter der Pressung $b + h_2$, und es genügt hierfür, wenn man den totalen Inhalt des Windkessels gleich dem oben ermittelten größten Luftvolumen W' macht, welches für das plötzliche Stillstellen der Pumpe gilt, denn alsdann kann in diesem Augenblicke Luft nicht entweichen, und es ist daher bei dem folgenden Angehenlassen der Pumpe das genügende Luftquantum vorhanden, um die höchste Pressung nicht größer werden zu lassen, als der berechnete Werth von w'' ist.

Beispiel. Eine doppelt wirkende Druckpumpe, deren Kolben von 0,4 m Durchmesser in jeder Minute 12 Doppelhübe von 1 m Länge macht, drückt das Wasser in einem 0,25 m weiten und 100 m langen Rohre in ein Reservoir, welches 20 m über der Pumpe gelegen ist. Es sollen die Pressungen im Windkessel ermittelt werden. Zunächst ergiebt sich die Spannung w_0 der Luft beim Stillstande der Pumpe zu

$$w_0 = (b + h_2)\gamma = (10,336 + 20)\,1000 = 30\,336 \text{ kg}$$

pro Quadratmeter. Das effective Wasserquantum zu 0,85 des theoretischen angenommen, erhält man

$$Q = 0,85 \,.\, F \,.\, 2r \,.\, 2n = 0,85 \,.\, 0,1257 \,.\, 1 \,.\, 24 = 2,562 \text{ cbm},$$

daher folgt die durchschnittliche Geschwindigkeit des Wassers in dem Druckrohre, dessen Querschnitt $f = \frac{\pi}{4}\, 0,25^2 = 0,0491$ qm beträgt, zu

$$v_0 = \frac{Q}{60 \cdot f} = \frac{2,562}{2,946} = 0,870 \text{ m}.$$

Hieraus ergiebt sich die dem Röhrenwiderstande zugehörige Wassersäulenhöhe zu

$$\varphi = \left(0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{0,870}}\right) \frac{100}{0,25}\, \frac{0,870^2}{2.9,81} = 0,376 \text{ m},$$

also der durchschnittliche Druck der Luft im Windkessel während der Bewegung

$$w = (b + h_2 + \varphi)\,\gamma = 30\,712 \text{ kg}.$$

Nimmt man nun die Größe des Luftvolumens bei dieser mittleren Spannung zu

$$W = 1,6 \,.\, F \,.\, 2r = 1,6 \,.\, 0,1257 = 0,2 \text{ cbm}$$

und das fluctuirende Wasserquantum der doppelt wirkenden Pumpe zu

$$\nu V = 0{,}21 \,.\, 0{,}1257 = 0{,}0264 \text{ cbm}$$

an, so findet sich die kleinere Spannung durch

$$w_1 = -\frac{\nu V}{2W} w + \sqrt{w^2 + \left(\frac{\nu V}{2W} w\right)^2} = \left[-\frac{\nu V}{2W} + \sqrt{1 + \left(\frac{\nu V}{2W}\right)^2}\right] w.$$

Setzt man hierin die Werthe für ν, V, W und w ein, so erhält man

$$w_1 = \left[-\frac{0{,}0264}{0{,}4} + \sqrt{1 + \left(\frac{0{,}0264}{0{,}4}\right)^2}\right] w = (-0{,}066 + \sqrt{1{,}004356})\, w$$
$$= 0{,}936\, w = 28\,746 \text{ kg}$$

und ebenso folgt die größere Spannung

$$w_2 = \left[+\frac{\nu V}{2W} + \sqrt{1 + \left(\frac{\nu V}{2W}\right)^2}\right] w = 1{,}068\, w = 32\,800 \text{ kg}.$$

Die Spannung der Luft schwankt also während des Beharrungszustandes um etwa $6^1/_2$ Proc. über und unter der durchschnittlichen w. Dementsprechend variirt das Volumen der in dem Windkessel eingeschlossenen Luft zwischen

$$W_1 = \frac{1}{0{,}936}\, W = \frac{0{,}2}{0{,}936} = 0{,}214 \text{ cbm}$$

und

$$W_2 = \frac{0{,}2}{1{,}068} = 0{,}187 \text{ cbm},$$

also im Ganzen etwa um 27 Liter.

Um die größte Pressung w'' zu ermitteln, welche beim Anlassen der Pumpe stattfindet, dient die Gleichung (6)

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = W_0 w_0 \left(ln \frac{w''}{w_0} + \frac{w_0}{w''} - 1\right),$$

worin $W_0 w_0 = W w = 0{,}2 \,.\, 30\,712$ gesetzt werden kann. Diese Gleichung schreibt sich auch

$$ln \frac{w''}{w_0} + \frac{w_0}{w''} = \frac{f l_2 \gamma}{W_0 w_0} \frac{v_0^2}{2g} + 1 = \frac{0{,}0491 \,.\, 100 \,.\, 1000}{0{,}2 \,.\, 30\,712} \frac{0{,}870^2}{2 \,.\, 9{,}81} + 1$$
$$= \frac{4910}{6142}\, 0{,}0386 + 1 = 1{,}031.$$

Diese Gleichung wird erfüllt durch $\frac{w''}{w_0} = 1{,}3$, so daß man die größte Pressung des Windkessels im Anfange der Bewegung zu

$$w'' = 1{,}3 \,.\, w_0 = 1{,}3 \,.\, 30\,336 = 39\,437 \text{ kg}$$

findet. Diese maximale Pressung ist daher bei der Bestimmung der Dimensionen der Pumpentheile zu Grunde zu legen.

Wollte man den Windkessel ganz weglassen, so würde der anfängliche Kolbendruck und damit die Anstrengung aller Pumpentheile viel größer ausfallen. Man würde dann als Widerstandshöhe für den Kolben eine Wassersäule von der Höhe

$$h_2 + \frac{F l_2}{f g} \frac{u^2}{r}$$

anzunehmen haben, worin die Geschwindigkeit der Kurbelwarze

$$u = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{3{,}14 \,.\, 1 \,.\, 12}{60} = 0{,}628 \text{ m}$$

anzunehmen ist. Man erhielte damit die Wassersäulenhöhe zu

$$20 + \frac{0{,}4^2}{0{,}25^2} \frac{100}{9{,}81} \frac{0{,}628^2}{0{,}5} = 20 + \frac{256 \,.\, 0{,}394}{4{,}905} = 40{,}56 \text{ m},$$

während der Ueberdruck der größten Windkesselpressung nur einer Wassersäule entspricht von

$$\frac{w''}{\gamma} - b = 39{,}437 - 10{,}336 = 29{,}101 \text{ m}.$$

Die kleinste Windkesselspannung w' beim plötzlichen Anhalten der Maschine bestimmt sich in derselben Weise aus Gleichung (7)

$$ln \frac{w'}{w_0} + \frac{w_0}{w'} = 1 + \frac{f l_2 \gamma}{W_0 w_0} \frac{v_0^2}{2g} = 1{,}031,$$

welche Gleichung durch $\frac{w'}{w_0} = 0{,}79$ erfüllt ist. Man hat daher die kleinste Spannung im Windkessel

$$w' = 0{,}79 \, w_0 = 0{,}79 \,.\, 30\,336 = 23\,965 \text{ kg},$$

und damit der Windkessel, wie vorausgesetzt worden, bei der Spannung w ein Luftquantum $W = 0{,}2$ cbm enthalte, muß das totale Volumen des Windkessels

$$W' = W \frac{w}{w'} = 0{,}2 \frac{30\,712}{23\,965} = 0{,}257 \text{ cbm}$$

groß gemacht werden.

Nebenhindernisse der Pumpen. Es ist schon oben die zur Bewegung der Pumpen theoretisch erforderliche Kraft bestimmt worden; im Folgenden soll diese Kraftbestimmung mit Berücksichtigung der Nebenhindernisse vollzogen werden. §. 146.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben ist (nach §. 130) die theoretische Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P = F h \gamma;$$

da nun aber der Stulp vom Wasser mit einer Wassersäule von der Höhe $b + h_2 - (b - h_1) = h_1 + h_2 = h$ an die innere Wand der Kolbenröhre angedrückt wird, so ist hier, wie bei den Wassersäulen- und Dampfmaschinen, die Kraft zur Ueberwindung der Kolbenreibung:

$$W = 4 \varphi \frac{b}{d} F h \gamma,$$

und folglich die Kraft zum Aufziehen des Kolbens mit Rücksicht auf die Kolbenreibung:

$$P = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) F h \gamma,$$

wobei φ den Reibungscoefficienten $= 0{,}25$, b die Breite des an der Kolben-

röhre anliegenden Theiles des Liderungsstulpes und d die Weite der Kolbenröhre bezeichnet (vergl. Bd. II, sowie Bd. III, 2, §. 19).

Die hydraulischen Nebenhindernisse sind fast dieselben wie die der Wassersäulenmaschinen (Bd. II).

Bezeichnet ζ_0 den Widerstandscoefficienten für den Eintritt des Wassers in die Saugröhre, d_1 die Weite dieser Röhre, v_s die Eintrittsgeschwindigkeit in die Saugröhre und v_1 die Geschwindigkeit des aufsteigenden Kolbens, so ist die hydraulische Widerstandshöhe für diesen Eintritt:

$$z_0 = \zeta_0 \frac{v_s^2}{2g} = \zeta_0 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Bei einer cylindrischen Einmündung oder Abrundung ist $\zeta_0 = 0{,}505$ (s. Bd. I), bei einer glatt und gut abgerundeten Mündung aber $\zeta_0 = 0{,}100$ zu setzen.

Ferner ist die Widerstandshöhe der Reibung des Wassers in der Saugröhre, wenn l_1 die Länge dieser Röhre und $\zeta_1 = 0{,}024$ (s. Bd. I) den entsprechenden Coefficienten bezeichnet:

$$z_1 = \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_s^2}{2g} = \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Ist ζ_m der Widerstandscoefficient für den Durchgang des Wassers durch das Saugventil, so hat man die entsprechende Widerstandshöhe:

$$z_2 = \zeta_m \frac{v_1^2}{2g}.$$

Theoretisch läßt sich der Widerstandscoefficient ζ_m aus dem Contractionscoefficienten α, dem Querschnitt F des Kolbens und dem Querschnitt F_2 der Oeffnung des Ventiles durch die bekannte Formel

$$\zeta_m = \left(\frac{F}{\alpha F_2} - 1\right)^2$$

berechnen (s. Bd. I).

Nimmt man $\alpha = 0{,}60$ und $\frac{F}{F_2} = \frac{5}{2}$ an, so erhält man hiernach

$$\zeta_m = 10 \quad \text{und} \quad z_2 = 10 \frac{v_1^2}{2g},$$

was auch mit den Ergebnissen der Versuche des Verfassers gut übereinstimmt.

Ferner ist die Reibung des Wassers in der Kolbenröhre, deren Länge $= l$ sein möge:

$$z_3 = \zeta \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2g},$$

sowie die in der Steigröhre, wenn ζ_2 den Reibungscoefficienten, v_r die Geschwindigkeit, l_2 die Länge und d_2 die Weite dieser Röhre bezeichnen:

$$z_4 = \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_r^2}{2g} = \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Endlich nimmt noch die Erzeugung der Geschwindigkeit v_r des Wassers in der Steigröhre die Höhe

$$z_5 = \frac{v_r^2}{2g} = \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}$$

in Anspruch.

Der Inbegriff dieser Widerstandshöhen führt nun auf folgenden Werth der hydraulischen Last:

$$W = (z_0 + z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5) F\gamma$$
$$= \left[\zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g} F\gamma,$$

und daher ist die Gesammtkraft zum Aufziehen des Ventilkolbens:

$$P_1 = \left\{\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \left[\zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g}\right\} F\gamma$$
$$= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g}\right] F\gamma,$$

wenn durch

$$\varkappa_1 = \zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

die Summe sämmtlicher hydraulischer Widerstandscoefficienten bezeichnet wird.

Beim Niedergange des Kolbens ist das Saugventil geschlossen und das Kolbenventil geöffnet, es drückt folglich das Wasser über und unter dem Kolben mit einer und derselben Kraft $F(b + h_2)\gamma$, und es ist daher dann die reine Pumpenlast gleich Null. Hat die Kolbenliderung vollkommene Elasticität, so ist hierbei sogar auch die Kolbenreibung gleich Null, denn es fließt dann auch Wasser am Kolbenumfange von unten nach oben und drückt hierbei die Liderung vom Umfang der Kolbenröhre ab. Die einzige Kolbenlast, welche beim Niedergange des Kolbens zu überwinden ist, besteht in der Kraft zur Erzeugung der Geschwindigkeit v_n des durch das Kolbenventil strömenden Wassers. Es ist die Wassermenge, welche beim Kolben-

niedergange durch den Querschnitt F_n der Ventilöffnung strömt, gleich dem Wasserquantum, welches der Kolbenstock bei seinem Querschnitte $F - F_n$ verdrängt, also

$$F_n v_n = (F - F_n) v_2,$$

und daher

$$v_n = \frac{F - F_n}{F_n} v_2,$$

wobei v_2 die Geschwindigkeit des niedergehenden Kolbens bezeichnet. Die entsprechende Geschwindigkeitshöhe giebt, wenn man noch F_n mit einem durch Erfahrung zu bestimmenden Contractionscoefficienten α_n multiplicirt, die Widerstandshöhe:

$$h_n = \frac{v_n^2}{2g} = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g},$$

und daher die Kraft zum Niederschieben des Kolbens:

$$P_2 = F h_n'' \gamma = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} F \gamma,$$

oder

$$P_2 = \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g} F \gamma,$$

wenn man den Coefficienten $\left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2$ durch $\varkappa_2$ bezeichnet.

Um diese Kraft so viel wie möglich herabzuziehen, muß man die Kolbenbohrungen möglichst weit, also die Ventilquerschnitte möglichst groß machen.

Uebrigens wird die Kraft zum Aufziehen des Kolbens noch durch das Gewicht G des Kolbens sammt seiner Stange vergrößert, dagegen aber auch die Kraft zum Niederschieben desselben um die gleiche Größe vermindert. Die entgegengesetzte Wirkung hat der Auftrieb des Wassers. Ist V das Volumen des Kolbens sammt demjenigen Theile der Kolbenstange, welcher durchschnittlich beim ganzen Kolbenspiel ins Wasser eingetaucht bleibt, so beträgt die Verminderung der Kraft zum Aufziehen des Kolbens, sowie die Vergrößerung der Kraft zum Niederschieben desselben in Folge des Auftriebes $V\gamma$.

Es hat hiernach weder das Gewicht des armirten Kolbens, noch der Auftrieb, welchen der Kolben vom Wasser erleidet, eine Vergrößerung der Arbeitskraft zur Folge.

Die mechanische Arbeit, welche zur Verrichtung eines Kolbenspieles nöthig ist, bestimmt sich nun mit Hülfe des Kolbenhubes s durch den bekannten Ausdruck

$$A = P_1 s + P_2 s = (P_1 + P_2) s$$
$$= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] F s \gamma$$
$$= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] V \gamma,$$

wenn V das theoretische Hubwasserquantum ($F s$) pr. Spiel bezeichnet. Wenn nun die Pumpe pr. Minute n Spiele macht, so ist der erforderliche Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{n}{60} V \gamma,$$

oder, wenn das durchschnittliche theoretische Wasserquantum pr. Secunde $\frac{n V}{60} = Q_0$ gesetzt wird:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] Q_0 \gamma.$$

Auch läßt sich

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{F v}{2} \gamma$$

setzen, wenn v die mittlere Kolbengeschwindigkeit während eines Spieles bezeichnet.

Es ist die Zeit eines Spieles $t = \frac{2 n s}{60 v}$, die des Kolbenaufganges $t_1 = \frac{n s}{60 v_1}$, sowie die des Niederganges $t_2 = \frac{n s}{60 v_2}$, folglich:

$$\frac{2 n s}{60 v} = \frac{n s}{60 v_1} + \frac{n s}{60 v_2}, \text{ d. i. } \frac{2}{v} = \frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2},$$

und daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \frac{2 v_1 v_2}{v_1 + v_2}$, annähernd, wenn v_1 und v_2 nicht sehr verschieden von einander sind:

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

Die effective Hubwassermenge $Q = \mu Q_0 = 0{,}85\, Q_0$ gesetzt, folgt

$$Q_0 = \frac{Q}{\mu} = \frac{Q}{0{,}85} = 1{,}18\, Q,$$

und daher die Leistung, ausgedrückt durch das effective Hubwasserquantum:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{Q\gamma}{\mu}$$
$$= 1{,}18 \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] Q\gamma.$$

Um genauer zu rechnen, hat man nach Bd. II für v^2 nicht das Quadrat der mittleren Kolbengeschwindigkeit, sondern das mittlere Geschwindigkeitsquadrat, und zwar für den Kolbenaufgang

$$v_1^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_1}\right)^2,$$

und für den Kolbenniedergang

$$v_2^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_2}\right)^2$$

einzusetzen.

Der Wirkungsgrad einer Pumpe ist hiernach

$$\eta = \frac{Q h \gamma}{L} = \frac{\mu h}{\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}}$$
$$= \frac{\mu}{1 + 4\varphi\,\frac{b}{d} + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2gh} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2gh}}.$$

Bei sehr gut ausgeführten und vortheilhaft arbeitenden Pumpen setzt man $\eta = 0{,}80$, bei Pumpen von mittlerer Vollkommenheit hat man $\eta = 0{,}75$ und bei gewöhnlichen Pumpen $\eta = 0{,}70$ oder gar nur 0,65 zu setzen.

Beispiel. Bei einer Saug- und Hubpumpe ist der Kolbendurchmesser $d = 0{,}3$ m, der Kolbenhub $s = 1$ m, die Weite der Saugröhre $d = 0{,}15$ m, die Länge derselben $l_1 = 8$ m, die Weite der Steigröhre $d_2 = 0{,}3$ m und die Länge der vereinigten Kolben- und Steigröhre $l_2 = 4$ m; ferner ist die Breite des Liderungsringes $b = 50$ mm, und es sind die beiden Axen des elliptischen an beiden Mündungen abgerundeten Kolbenloches $2\,a_1 = 0{,}20$ m und $2\,b_1 = 0{,}15$ m; endlich erfolgt die Bewegung des Kolbens in der Art, daß der Aufgang 6 und der Niedergang desselben 4 Secunden Zeit in Anspruch nimmt, man soll die Kraft und die mechanische Arbeit, welche die Bewegung dieser Pumpe erfordert, ermitteln.

Es ist die Kolbenfläche:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4}\,0{,}09 = 0{,}0707 \text{ qm},$$

sowie der Querschnitt des Kolbenloches:

$$F_n = \pi\,.\,a_1 b_1 = \frac{\pi}{4}\,0{,}2\,.\,0{,}15 = \frac{F}{3} = 0{,}0236 \text{ qm},$$

ferner die mittlere Aufgangsgeschwindigkeit des Kolbens:

$$v_1 = \frac{s}{t_1} = 1/_6 = 0,167 \text{ m},$$

die mittlere Geschwindigkeit desselben beim Niedergange:

$$v_2 = \frac{s}{t_2} = 1/_4 = 0,25 \text{ m},$$

folglich das mittlere Geschwindigkeitsquadrat für den Kolbenaufgang:

$$v_1^2 = 1,645 \left(\frac{s}{t_1}\right)^2 = 1,645 \cdot 1/_{36} = 0,0457,$$

dagegen für den Niedergang:

$$v_2^2 = 1,645 \left(\frac{s}{t_2}\right)^2 = 1,645 \cdot 1/_{16} = 0,1028.$$

Die reine Pumpenlast beträgt:

$$F h \gamma = F (h_1 + h_2) \gamma = 0,0707 \cdot (8 + 4)\ 1000 = 848,4 \text{ kg},$$

dagegen die Pumpenlast mit Einschluß der Kolbenreibung:

$$\left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) F h \gamma = (1 + 4 \cdot 1/_4 \cdot 1/_6) \cdot 848,4 = 7/_6 \cdot 848,4 = 990 \text{ kg}.$$

Nimmt man den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in die Saugröhre $\zeta_0 = 0,5$ und den für den Durchgang durch das Saugventil $\zeta_m = 16$, den Reibungscoefficienten für die Bewegung des Wassers in der Saugröhre $\zeta_1 = 0,026$, und dagegen für die in der vereinigten Kolben- und Steigröhre $\zeta = \zeta_2 = 0,038$ an (s. Bd. I), so erhält man die vollständige Widerstandshöhe beim Aufgange des Kolbens:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left[\zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g},$$

oder, da hier $d_2 = d$ ist,

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left[1 + \zeta_m + \zeta \frac{l + l_2}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g}$$

$$= \left[1 + 16 + 0,038 \frac{4}{0,3} + \left(0,5 + 0,026 \frac{8}{0,15}\right)\left(\frac{0,3}{0,15}\right)^4\right] 0,051 \cdot 0,0457$$

$$= (17,5 + 30,18)\ 0,00233 = 0,111 \text{ m},$$

daher die entsprechende Vergrößerung der Pumpenlast:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} F \gamma = 111 \cdot 0,0707 = 7,8 \text{ kg},$$

also im Vergleiche zur Kolbenreibung sehr gering. Es folgt nun die ganze Kraft zum Aufziehen des Kolbens

$$P_1 = 990 + 7,8 = rot.\ 1000 \text{ kg}.$$

Die Kraft zum Niederschieben des Kolbens ist, wenn man den Contractionscoefficienten $\alpha_n = 2/_3$ annimmt:

$$P_2 = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} F \gamma = \left(\frac{1 - 2/_3 \cdot 1/_3}{2/_3 \cdot 1/_3}\right)^2 \cdot 0,051 \cdot 0,1028\ F \gamma$$

$$= 0,064\ F \gamma = 4,5 \text{ kg}.$$

Nun folgt die erforderliche Arbeit pro Spiel

$$A = (P_1 + P_2)\, s = (1000 + 4{,}5)\; 1 = 1004{,}5 \,\text{mkg},$$

also per Secunde

$$L = \frac{A}{t} = \frac{A}{6 + 4} = 100{,}5 \,\text{mkg}.$$

Setzt man das per Spiel gehobene Wasserquantum:

$$V = \mu F s = 0{,}85 \,.\, 0{,}0707 \,.\, 1 = 0{,}060 \,\text{cbm},$$

so erhält man das Arbeitsquantum pro Secunde zu

$$Q h \gamma = \frac{n}{60}\, V h \gamma = {}^1\!/_{10}\, 60 \,.\, 12 = 72 \,\text{mkg},$$

und es ist folglich der Wirkungsgrad der Pumpe

$$\eta = \frac{72}{100{,}5} = 0{,}716.$$

Dieser geringe Werth von η ist hauptsächlich der Kolbenreibung zuzuschreiben, welche in der Wirklichkeit meist geringer ausfallen wird, als hier angenommen wurde. (S. über die Widerstände der Kolbenreibung ein Näheres unter hydraulischen Hebevorrichtungen, §. 19.)

§. 147. Bei den Pumpen mit massiven Kolben ist zu unterscheiden, ob die Kolbenröhre eine stehende, wie Fig. 582 und Fig. 583, oder eine hängende, wie Fig. 584 und Fig. 585, ist. Bei der ersteren Einrichtung wird das Wasser während des Kolbenaufganges angesaugt und während des Kolbenniederganges aufgedrückt; bei der zweiten Einrichtung findet das Umgekehrte statt. Setzen wir bei den folgenden Entwickelungen eine Pumpe, Fig. 626, der ersten Art voraus.

Ist h_1 die mittlere Saughöhe vom Unterwasserspiegel bis zum mittleren Kolbenstande gemessen, ferner d der Kolbendurchmesser, b die Liderungsbreite, v_1^2 das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit und $\varkappa_1$ der Inbegriff der Widerstandscoefficienten von sämmtlichen hydraulischen Hindernissen, und bezeichnet F den Inhalt des Kolbenquerschnittes, so läßt sich die Kraft zum Aufziehen des Kolbens setzen:

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_1 + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g}\right] F\gamma.$$

Bezeichnet dagegen h_2 die mittlere Steighöhe, vom mittleren Kolbenstande bis zum Ausgußpunkte gemessen, v_2^2 das mittlere Quadrat der Geschwindigkeit des niedergehenden Kolbens und $\varkappa_2$ den Inbegriff der Widerstandscoefficienten von den hydraulischen Hindernissen bei dem Niedergange des Kolbens, so kann man ebenso die Kraft zum Niederdrücken des Kolbens setzen:

$$P_2 = \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_2 + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] F\gamma.$$

Multiplicirt man nun jede dieser Kräfte mit dem Kolbenhube s, und vereinigt beide Producte durch Addition, so erhält man die zu einem Kolbenspiele erforderliche mechanische Arbeit:

$$A = P_1 s + P_2 s = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right)(h_1 + h_2) + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] F s \gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] V \gamma,$$

wobei noch $h = h_1 + h_2$ die ganze Förderhöhe und $V = Fs$ den vom Kolben pro Auf- oder Niedergang durchlaufenen Raum bezeichnet.

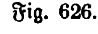
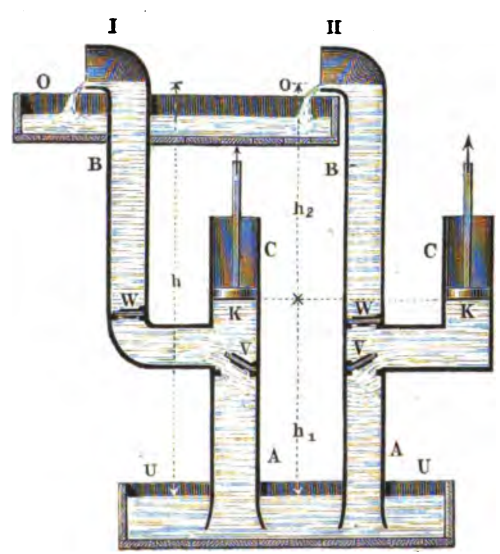


Fig. 626.



Diese Formel stimmt zwar mit der für die Pumpen mit Ventilkolben gefundenen überein, weicht jedoch insofern von dieser ab, als hier die Coefficienten $\varkappa_1$ und $\varkappa_2$ etwas abweichende Größen ausdrücken.

Bezeichnet auch hier l die Länge der Kolbenröhre, l_1 die Länge und d_1 die Weite der Saugröhre, ferner l_2 und d_2 die Länge und Weite der Steigröhre, ferner ζ_0 den Widerstandscoefficienten des Wassers beim Eintritt desselben in die Saugröhre, sind ζ, ζ_1 und ζ_2 die Coefficienten der Reibung des Wassers in der Kolbenröhre und in den beiden anderen Röhren, ζ_m und ζ_n die Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die beiden Ventile, und ζ_{k_1}, ζ_{k_2} die den Querschnitts- und Richtungsverände-

rungen des Communicationsrohres entsprechenden Widerstandscoefficienten, so hat man

$$\varkappa_1 = \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_m + \zeta_{k_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4,$$

sowie

$$\varkappa_2 = \zeta \frac{l}{d} + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_n + \zeta_{k_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

zu setzen.

In der Regel kann das Glied $\zeta \frac{l}{d}$ wegen seiner Kleinheit außer Acht bleiben. Was dagegen die Widerstandscoefficienten $\zeta_m \left(\frac{d}{d_1}\right)^4$ und $\zeta_n \left(\frac{d}{d_2}\right)^4$ für den Durchgang durch die Ventile anlangt, so hängen diese von den Querschnitten F_m und F_n der Ventilmündungen, von den entsprechenden Contractionscoefficienten α_m und α_n und von den Querschnitten F_3 und F_4 der zugehörigen Ventilkammern ab. Bezeichnen dann noch v_3 und v_4 die Geschwindigkeiten des Wassers in diesen Kammern, so hat man die Widerstandshöhen für diese Ventildurchgänge:

$$h_m = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

sowie

$$h_n = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \frac{v_4^2}{2g} = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g},$$

und daher

$$\zeta_m \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2,$$

sowie

$$\zeta_n \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2$$

zu setzen.

Die mechanische Arbeit, welche die Pumpenbewegung pr. Secunde erfordert, ist wieder:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{n F s}{60} \gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] Q_0 \gamma.$$

Bei der Pumpe mit hängendem Cylinder ist die Kraft zum Aufziehen des Kolbens gleich der oben bestimmten Kraft zum Niederschieben desselben, und ebenso die Kraft zum Zurückgehen des Kolbens gleich der oben ermittelten Kraft zum Aufziehen; folglich gilt die gefundene Leistungsformel auch für diese zweite Art von Pumpen.

Ebenso ist bei den doppeltwirkenden und den zweistiefeligen einfachwirkenden Pumpen, wie die Figuren 586 und 587 sie darstellen, die Bestimmung der Kraft und Leistung nach den gefundenen Formeln zu vollziehen; nur hat man hier $\frac{2nFs}{60} = Fv$ für Q_0, und folglich auch für L den doppelten Werth einzuführen.

Beispiel. Eine einfachwirkende Saug- und Druckpumpe soll pr. Minute bei einem Kolbenhube $s = 0{,}75$ m 300 Liter Wasser 20 m hoch heben, welche Dimensionen sind dieser Pumpe zu geben und welchen Kraftaufwand wird dieselbe erfordern? Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $v = 0{,}2$ m ist die Anzahl der Kolbenspiele $n = \frac{60\,v}{2\,s} = \frac{60 \,.\, 0{,}2}{2 \,.\, 0{,}75} = 8$, und der erforderliche Kolbenquerschnitt, da das effective Hubwasserquantum pr. Secunde $Q = \frac{300}{60} = 5$ Liter, und die theoretische Wassermenge $Q_0 = \frac{5}{0{,}85} = 5{,}88$ Liter beträgt:

$$F = \frac{2\,Q_0}{v} = \frac{2 \,.\, 0{,}00588}{0{,}2} = 0{,}0588 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4 \,.\, 0{,}0588}{3{,}14}} = 0{,}274 \text{ m}$$

gehört.

Der Durchmesser der Saug-, Steig- und Communicationsröhren läßt sich hiernach zu $d_1 = d_2 = 0{,}140$ m, wogegen der der Ventilkammern $d_3 = 0{,}22$ m setzen. Die Länge der Saugröhre $l_1 = 8$ und die Länge der Steigröhre $l_2 = 12$ m gesetzt, und $4\,\varphi\,\frac{b}{d} = 4 \,.\, \frac{1}{3} \,.\, \frac{1}{10} = \frac{2}{15}$ angenommen, folgt die Kraft zum Aufziehen des Kolbens, bei Vernachlässigung der hydraulischen Nebenhindernisse:

$$P_1 = \left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) F h_1 \gamma = (1 + \tfrac{2}{15}) \,.\, 58{,}8 \,.\, 8 = 533 \text{ kg},$$

und die zum Niederdrücken desselben, unter der nämlichen Voraussetzung:

$$P_2 = \left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) F h_2 \gamma = \frac{h_2}{h_1}\,P_1 = \frac{12}{8}\,P_1 = 800 \text{ kg}.$$

Da sich das Wasser in den Pumpenröhren mit der Geschwindigkeit

$$\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 v = \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 v = \left(\frac{274}{140}\right)^2 v = 0{,}765 \text{ m}$$

bewegt, so ist der entsprechende Widerstandscoefficient $\zeta_1 = \zeta_2 = 0{,}025$, und es ist hiernach die Widerstandshöhe der Reibung in der 8 m langen Saugröhre:

$$\zeta\,\frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 0{,}025\,\frac{8}{0{,}14}\left(\frac{274}{140}\right)^4 0{,}051\;0{,}2^2 = 0\,043 \text{ m},$$

und die in der 12 m langen Steigröhre:

$$\frac{12}{8}\,0{,}043 = 0{,}065 \text{ m}.$$

Ist ferner der Durchmesser von beiden Ventilmündungen $d_m = d_n = 0{,}140$ m, und der Contractionscoefficient für beide Ventildurchgänge $\alpha_m = \alpha_n = 0{,}6$, so hat man die Widerstandshöhen für diese Durchgänge:

$$h_m = h_n = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left[\frac{1}{\alpha_m}\left(\frac{d_3}{d_m}\right)^2 - 1\right]^2 \left(\frac{d}{d_3}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$= \left[\frac{1}{0{,}6}\left(\frac{220}{140}\right)^2 - 1\right]^2 \left(\frac{274}{220}\right)^4 0{,}051 \,.\, 0{,}2^2 = 0{,}047 \text{ m}.$$

Setzt man nun noch den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in das Saugrohr $\zeta_0 = 0{,}25$, und den Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die von der Saugröhre nach dem Pumpencylinder und von diesem nach der Steigröhre führende Communicationsröhre $\zeta_{k_1} = \zeta_{k_2} = 1{,}5$, und folglich die entsprechenden Widerstandshöhen

$$\zeta_0 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 0{,}25 \,.\, 0{,}051 \,.\, 0{,}765^2 = 0{,}007 \text{ m}$$

und

$$\zeta_{k_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = \zeta_{k_2} \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 1{,}5 \,.\, 0{,}051 \,.\, 0{,}765^2 = 0{,}042 \text{ m},$$

so sind hiernach nun die vollständigen hydraulischen Widerstandshöhen:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_m + \zeta_{k_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0{,}007 + 0{,}043 + 0{,}047 + 0{,}042 = 0{,}139 \text{ m}$$

und

$$\varkappa_2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_n + \zeta_{k_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0{,}029 + 0{,}065 + 0{,}047 + 0{,}042 = 0{,}183 \text{ m}.$$

Wäre die Kolbengeschwindigkeit dreimal so groß, also 0,6 m, so würden sich diese Widerstandshöhen auf das Neunfache steigern; hätten überdies noch die Saug- und Steigröhren sowie die Ventilmündungen u. s. w. nur drei Viertel der vorausgesetzten Weite, so würden dieselben sogar

$$9 \,.\left(\frac{4}{3}\right)^4 = 28{,}5 \text{ mal}$$

so groß, also

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = 0{,}139 \,.\, 28{,}5 = 3{,}96 \text{ m}$$

und

$$\varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}183 \,.\, 28{,}5 = 5{,}21 \text{ m}$$

ausfallen.

Wenn man statt dem Quadrate der mittleren Geschwindigkeit das mittlere Geschwindigkeitsquadrat einführt, erhält man

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = 1{,}645 \,.\, 0{,}139 = 0{,}229 \text{ m}$$

und

$$\varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g} = 1{,}645 \,.\, 0{,}183 = 0{,}301 \text{ m}.$$

Die Kraft zum Aufziehen des Kolbens ist unter der ersteren Voraussetzung:

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_1 + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g}\right] F\gamma = 533 + 0{,}229\,.\,56{,}8 = 546{,}5\,\text{kg},$$

und dagegen die zum Niederdrücken desselben:

$$P_2 = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_2 + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] F\gamma = 800 + 0{,}301\,.\,58{,}8 = 817{,}7\,\text{kg}.$$

Hiernach folgt nun die erforderliche mechanische Arbeit pr. Kolbenspiel:

$$A = (P_1 + P_2)\,s = (546{,}5 + 817{,}7)\,0{,}75 = 1023\,\text{mkg},$$

und daher der Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \frac{n}{60}\,A = \frac{8}{60}\,1023 = 136{,}4\,\text{mkg}.$$

Die theoretische Leistung ist:

$$Q\,h\,\gamma = 5\,.\,20 = 100\,\text{mkg},$$

folglich der Wirkungsgrad der Pumpe:

$$\eta = \frac{100}{136{,}4} = 0{,}733.$$

Unter der zweiten Voraussetzung bei der dreifachen Kolbengeschwindigkeit u. s. w. wäre:

$$L = \frac{8}{60}\,0{,}75\,[533 + 800 + (3{,}96 + 5{,}21)\,1{,}645\,.\,58{,}8]$$
$$= 0{,}1\,(533 + 800 + 886) = 222\,\text{mkg},$$

und folglich der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{100}{222} = 0{,}450.$$

Handpumpen. Die Verbindung einer oder mehrerer Pumpen mit der Umtriebsmaschine bildet ein sogenanntes Pumpwerk oder eine Wasserkunst. Es gehören auch hierher die sogenannten Kunstgezeuge, durch welche das Wasser aus den Gruben emporgehoben wird. Die einfachen und kleineren Pumpen werden gewöhnlich durch Menschenhände in Bewegung gesetzt, und deshalb schlechtweg Handpumpen genannt. Diese sind je nach der Art und Weise des Angriffes Krücken- oder Hebelpumpen; zuweilen auch Kurbelpumpen. Bei der Krückenpumpe ist das Ende der Kolbenstange mit einem Querarm ausgerüstet, welcher von den Händen des Arbeiters ergriffen wird. Die Anwendung dieser Pumpe ist deshalb sehr eingeschränkt, weil die Pumpenlast die direct wirkende Menschenkraft von etwa 12 kg nicht überschreiten darf. Anders ist es bei der Hebelpumpe, wo der Kraftarm drei bis sechs Mal so lang gemacht wird als der Lastarm, und folglich die Pumpenlast drei bis sechs Mal so groß ausfallen kann als die Kraft des Menschen, und ohnedies mehrere Arbeiter zugleich arbeiten können. Bezeichnet s den Weg des Angriffspunktes der Kraft, a den Hebelarm der Kraft und b den der Last, so ist der entsprechende Kolbenhub: §. 148.

$$s_1 = \frac{b}{a}\,s,$$

also für einen der menschlichen Armlänge entsprechenden Kraftweg pr. Hub:

$$s = 0{,}9\,\text{m}; \quad s_1 = \frac{b}{a}\,0{,}9\,\text{m}.$$

Wäre nun $\frac{b}{a} = \frac{1}{3}$, so betrüge der Kolbenweg $s_1 = 0{,}3\,\text{m}$, und wäre $\frac{b}{a} = \frac{1}{6}$, so würde s_1 nur $= 0{,}15\,\text{m}$ ausfallen. Aus diesen Gründen ist der Hub der Hebelpumpen stets nur ein sehr kleiner, und meist innerhalb 0,15 bis 0,3 m gelegen. Uebrigens ist die Kraftbestimmung nach dem in Bd. II Mitgetheilten zu vollziehen.

Fig. 627.



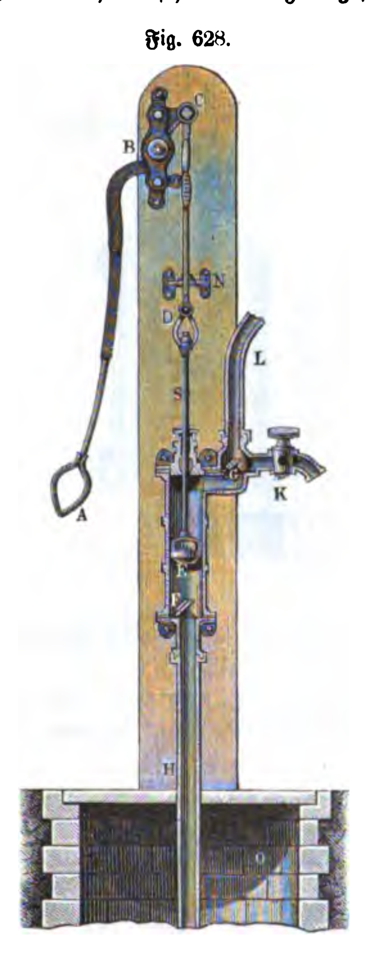
Da die Kraftäußerung eines Menschen bei dem Niederdrücken eine vortheilhaftere ist als beim Aufziehen, so richtet man den Pumpenhebel so vor, daß derselbe vorzüglich nur eine Kraft zum Abwärtsdrücken oder Abwärtsziehen erfordert. Deshalb ist derselbe in der Regel bei Saugpumpen ein doppel- und bei Druckpumpen ein einarmiger Hebel.

Die einfachsten Saug- und Hubpumpen sind die auf Baustellen zur Bewältigung geringer Wassermengen gebrauchten Bohlenpumpen, bei welchen das prismatische Pumpengehäuse *A*, Fig. 627, aus vier glattgehobelten Bohlen dicht zusammengefügt und am unteren Ende mit einem durchlochten Kloße *B* verschlossen ist, welcher mit der darauf genagelten Lederklappe *C* in einfachster Art das Saugventil bildet. Ebenso ist der durch die Stange *S* vermittelst der Handhabe *H* bewegte Kolben *K* aus einem durchbrochenen vierseitigen Holzkloße gefertigt, welcher über seiner Durchbrechung gleichfalls eine Lederklappe *D* trägt, und vermittelst seitlich angenagelter Lederstreifen gegen die Innenflächen des Pumpengehäuses gedichtet ist. Die durchlöcherten Bretter *E* bilden einen Saugkorb zur Abhaltung der Unreinigkeiten und es wird der Ausguß in ebenso einfacher Weise durch Bretter *G* gebildet.

Eine solider ausgeführte eiserne Saug- und Hubpumpe ist durch Fig. 628 dargestellt, wie solche eine häufige Verwendung zu Wirthschaftszwecken findet. Hierbei wird der metallene, mit Leder gedichtete Ventilkolben *E* mittelst seiner durch eine Stopfbüchse geführten Stange *S* von einem um *B* drehbaren Winkelhebel *A B C* bewegt, dessen eines Ende *A* die Handhabe für

den Arbeiter trägt, während das Ende *C* durch eine gegabelte Schubstange *CD* den Kopf der Kolbenstange *S* ergreift, welche zweckmäßig mittelst eines cylindrischen Verlängerungsstückes noch eine Büchsenführung in dem Bocke *N* erhält. Der Ausfluß des Wassers erfolgt entweder durch den Hahn *K*, oder es tritt, wenn dieser geschlossen ist, das Wasser durch das Rohr *L* nach einem höher gelegenen Ausgusse. Hierbei dient das Steigventil *G* dazu, das Wasser in der Steigröhre zu halten, wenn die Pumpe längere Zeit stillsteht; für den Betrieb der Pumpe wäre dieses Ventil nicht erforderlich und wird vielfach auch fortgelassen. Häufig gestaltet man die Handhabe *A* zu einem Gegengewichte, welches bei der Auswärtsbewegung des Hebels, also bei dem leeren Niedergange des Kolbens von dem Arbeiter auf eine gewisse Höhe gehoben wird, von welcher es darauf herabsinkend die Erhebung des Kolbens befördert. Daß man bei größerer Tiefe des Wassers im Brunnen *O* den Pumpencylinder entsprechend tiefer in den Brunnen einbauen muß, um das Saugen zu ermöglichen, ist selbstverständlich.

Fig. 628.



Die Norton'schen sogenannten Rohrbrunnen sind ebenfalls einfachwirkende eiserne Hebelpumpen, deren Eigenthümlichkeit nur darin besteht, daß der Bau eines besonderen Brunnenschachtes nicht nöthig ist, indem das eiserne Saugrohr einfach in den Boden eingerammt wird, zu welchem Zwecke es unten mit einer entsprechenden Spitze versehen ist. Unmittelbar über dieser Spitze sind Löcher zum Eintritt des im Erdreiche vorhandenen Sickerwassers angebracht. Die auf das eingerammte Rohr geschraubte Pumpe zeigt Fig. 629.

Die Einrichtung einer doppeltwirkenden Handpumpe (Krückenpumpe) ist aus Fig. 630 zu ersehen. Man erkennt hieraus leicht das Spiel der Ventile, von welchen immer a und b sowie a' und b' gleichzeitig geöffnet oder geschlossen sind.

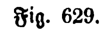


Fig. 629.

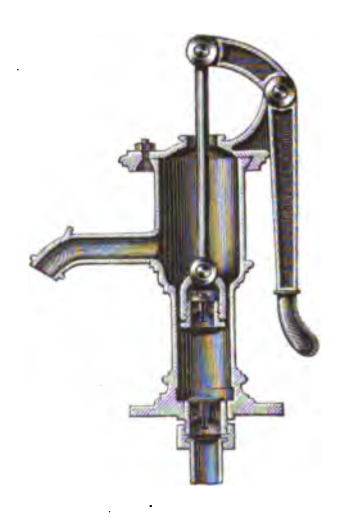
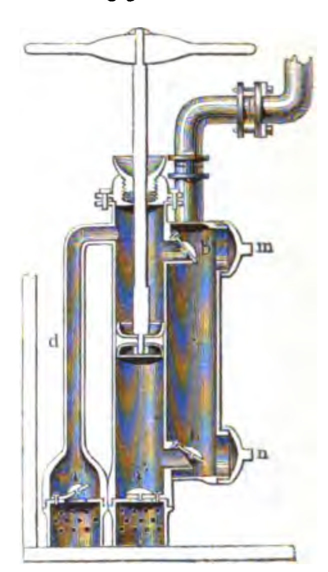


Fig. 630.



Von besonderer praktischer Wichtigkeit für den Betrieb der Pumpen ist in allen Fällen eine möglichst leicht und schnell erreichbare **Zugänglichkeit**

Fig. 631.

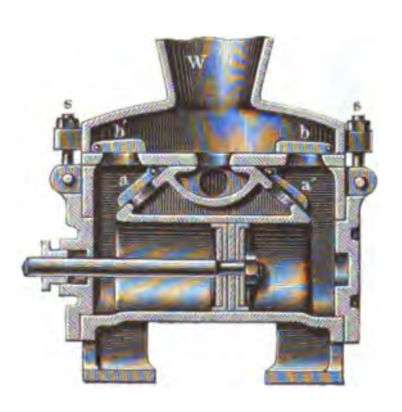
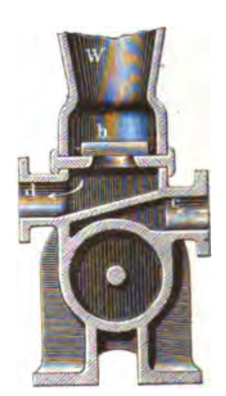


Fig. 632.



der Ventile, um etwaige Störungen in deren Spiel, wie sie durch Verunreinigung leicht vorkommen, schnell beseitigen zu können. Als eine musterhafte Construction kann in dieser Beziehung die sogenannte California-Pumpe, zuerst von Hansbrow eingeführt, angesehen werden. Eine derartige, von Werner*) verbesserte Construction zeigen die Figuren 631 und 632.

Auch hier functioniren die Ventile a und b sowie a' und b' stets in gleicher Art, wenn der Kolben K horizontal hin- und hergeschoben wird. Das Wasser tritt durch das Rohr c ein und durch d aus, und die Ventile sind sämmtlich zugänglich, sobald nach Lösung der beiden Schrauben s der Windkessel W entfernt wird.

Feuerspritzen. Eine häufige Verwendung finden die Handpumpen bei den Feuerspritzen. Diese sind im Wesentlichen transportabele Pumpwerke, welche das Wasser nicht in Röhren, sondern in springenden Strahlen emportreiben, zu welchem Zwecke sie, behufs der Erlangung eines gleichförmigen Strahls, immer mit einem Druckwindkessel versehen sind. Je nach der Größe werden die Feuerspritzen entweder als Tragspritzen oder Fahrspritzen ausgeführt, und letztere wieder als Schlitten- oder Wagenspritzen. Zuweilen werden auch feststehende durch Wasser- oder Dampfkraft in Bewegung gesetzte Pumpwerke als Feuerlöschspritzen verwendet, besonders findet dies in größeren Fabrikanlagen statt. Neuerdings hat man auch vielfach, besonders in größeren Städten, locomobile Dampffeuerspritzen ausgeführt. §. 149.

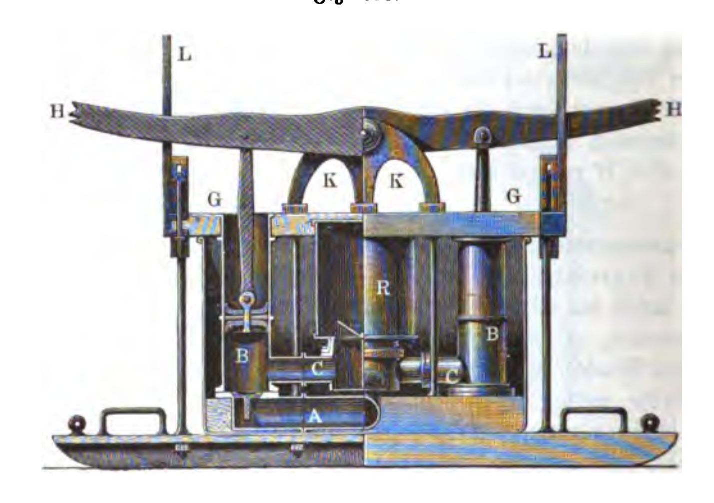
Im Wesentlichen besteht eine Feuerspritze aus einem oder zwei meist von Messing gemachten Pumpencylindern nebst den erforderlichen Saug- und Druckventilen, von welchen letzteren das Wasser durch ein einfaches oder doppeltes sogenanntes Gurgelrohr nach dem kupfernen Windkessel befördert wird. Während ein Saug- oder Zuleitungsrohr den Saugventilen das Wasser zuführt, tritt dasselbe aus dem Windkessel durch das sogenannte Gußrohr sowie einen daran geschraubten Schlauch mit Mundstücke aus. Die Bewegung der Kolben geschieht bei den Handpumpen einfach durch einen gleicharmigen Hebel, während bei den Dampfspritzen der Pumpenkolben meistens direct mit dem Dampfkolben auf einer gemeinschaftlichen Kolbenstange befestigt ist. Das ganze Pumpwerk pflegt man in einem kastenförmigen Behälter, dem Wasserkasten, aufzustellen, aus welchem die Pumpen saugen, und welchem das Wasser entweder in Eimern zugetragen oder durch das Saugrohr zugeführt, auch wohl

*) S. Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 196.

durch eine besondere Pumpe, den sogenannten Zubringer, zugedrückt wird.

Die allgemeine Einrichtung einer zweistiefeligen Feuerspritze ist aus den Abbildungen Fig. 633 bis 635 zu ersehen. Diese Spritze ist zwar eine

Fig. 633.



sogenannte Schlittenspritze, wird jedoch gewöhnlich auf einem Karren oder Wagen transportirt. Fig. 633 zeigt zur Hälfte den Längenschnitt und zur

Fig. 634.



Hälfte die Längsansicht der Spritze, während Fig. 634 den Grundriß und Fig. 635 den verticalen Querschnitt durch den Windkessel darstellt. Man sieht in B, B die Cylinder, in A das Saugrohr, in C, C die Gurgelröhren, in R den Windkessel mit dem Ausgußrohr D. Das Saugrohr hat

zwei Einmündungen E und F, wovon die eine mit dem Wasserkasten und die andere mit dem Raume außerhalb der Spitze communicirt. Kommt es darauf an, das Wasser aus dem Wasserkasten zu entnehmen, so verschließt man die Einmündung F durch eine Deckplatte und setzt zum Abhalten von Unreinigkeiten oder anderen fremdartigen Körpern auf E einen vielfach durchlöcherten Saugkopf; soll hingegen Wasser von außen angesaugt werden, so verschließt man E und schraubt an F den bis zu einem anderen Wasserbehälter reichenden und mit dem Saugkopfe zu versehenden Schlauch. Der untere Ansatz an dem Windkessel ist durch verticale Scheidewände in drei Kammern getheilt, wovon diejenigen beiden, in welche die Gurgelröhren einmünden, durch sectorenförmige Ventile bedeckt sind, wogegen die nach dem Ausgußrohre führende dritte Kammer oben ganz offen ist. Die oben über den ganzen Wasserkasten der Länge nach weggreifende Holzbohle $G G$ ist durch 8 Bolzen mit dem Schlitten und dem Untertheile des Wasserskastens verbunden und trägt nicht allein die Lagerböcke K des Druckhebels H, sondern auch die beiden Leitungen $L L$, wodurch die Seitenschwankungen des Hebels verhindert werden, sowie auch die aus Spiralfedern bestehenden Buffer, wodurch der Hub desselben begrenzt wird.

Fig. 635.



Noch hat man viele vom Gewöhnlichen abweichende Spritzenconstructionen in Anwendung gebracht. Namentlich hat man auch die massiven Druckkolben durch ventilirte Hubkolben, sowie den Hebelmechanismus zur Bewegung des Kolbens durch einen Kurbelmechanismus ersetzt.

Der Pumpenmechanismus einer Feuerspritze mit Ventilkolben von Levesque ist in Fig. 636 (a. f. S.) abgebildet. Man sieht, daß hier der Windkessel W unmittelbar auf den Pumpencylinder aufgesetzt ist, und daß die Kolbenstange $K L$ von dem unteren Ende des Ausgußrohres eingeschlossen ist und oben bei S durch eine Stopfbüchse hindurchgeht.

Eine vollständige Feuerspritze dieser Art besteht aus zwei solchen Pumpenmechanismen, und wird mittelst einer Doppelkurbel in Bewegung gesetzt. Um eine gleichförmige Umdrehung der Kurbelwelle zu erhalten, sind auf derselben

noch zwei Schwungräder aufgesetzt, welche beim Transport der Spritze als Wagenräder dienen.

Hierher gehören auch noch die Feuerspritzen von Letestu. Das Charakteristische dieser Spritzen besteht theils in der Anwendung eines eigenthümlichen Ventilkolbens, theils darin, daß hier das Wasser von oben in den Cylinder eintritt und nach unten in den Windkessel gedrückt wird. Was den Letestu'schen Kolben anlangt, so besteht derselbe aus einem durchlöcherten Blechtrichter A, Fig. 637 I., und einem denselben von innen bedeckenden Ledertrichter B, Fig. 637 II., welcher noch etwa 10 mm über den Blechtrichter hervorragt, und deshalb nicht allein als Ventil, sondern auch als Liderungsmittel dient. Uebrigens ist dieser Ledercomus nicht zusammengenäht, sondern er besteht nur aus einem Ledersector, dessen radiale und etwas abgeschrägte Seiten über einander gelegt sind. Den Pumpenmechanismus führt Fig. 638 vor Augen, welche den Durchschnitt des hinteren Theils einer solchen Spritze darstellt. Das aus dem Wasserkasten W von oben in den Cylinder C tretende Wasser drückt beim Aufgang des Kolbens den Lederstulp vom trichterförmigen Pumpenkörper K ab, und fließt hierbei durch die Löcher in demselben hindurch; beim Niedergange des Kolbens drückt dagegen das unter demselben befindliche Wasser den Lederstulp gegen den Blechconus an, hebt das Steigventil V und tritt in den Windkessel R. Noch führt ABC die eine Hälfte des um C drehbaren und in A den Druckbaum erfassenden Druckhebels vor Augen.

Fig. 636.

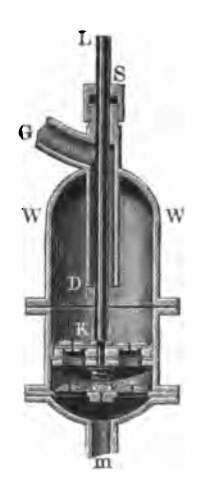
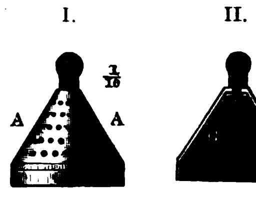


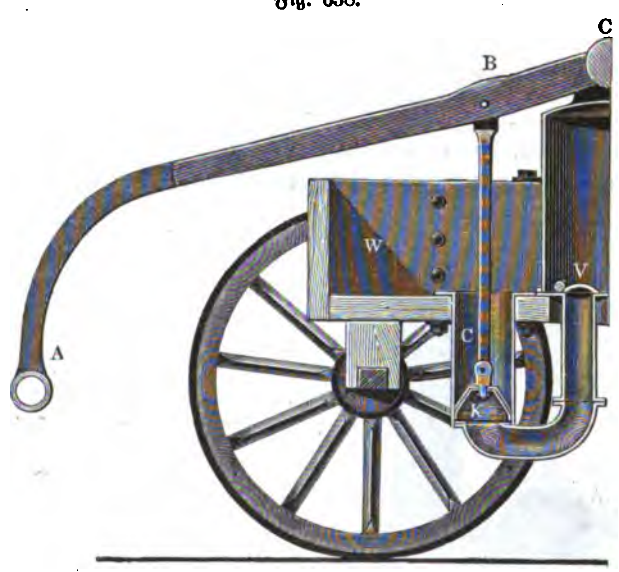
Fig. 637.



Eine andere abweichende Spritzenconstruction besteht in der Anwendung einer sogenannten Priesterpumpe ABA, Fig. 639. Hier ist der Kolben durch einen Lederkegel AA ersetzt, welcher unten mittelst eines Ringes auf den Pumpenkörper auf- und oben an das Ende K der Kolbenstange KL angeschraubt

ist. Die übrige Einrichtung ist ohne weitere Erklärung aus der Figur zu ersehen. Beim Niederdrücken des Kolbens AA, Fig. 640, bis auf den

Fig. 638.



Boden BB der Pumpe wird der ganze aus zwei abgekürzten Kegeln AD und DB bestehende Pumpenraum ausgeleert. Bezeichnen r_1 und r_2 die

Fig. 639.

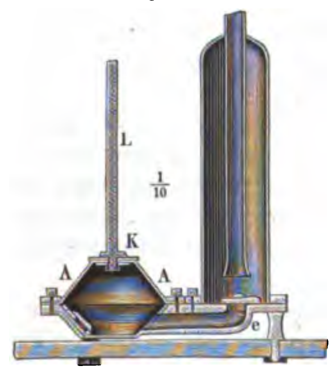
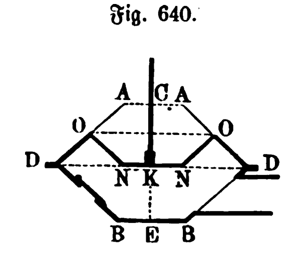


Fig. 640.



Halbmesser der Grundflächen AA und DD und ist h die Höhe $CK = EK$ eines solchen Kegels, also der Kolbenhub $s = 2h$, so hat man folglich das theoretische Wasserquantum, welches eine solche Pumpe pro Spiel liefert:

$$V = \frac{2}{3} \pi h (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2).$$

In der Regel ist jedoch der Kolbenweg s kleiner, z. B. nur $= CK = h$, wo dieses Volumen $AONA$:

$$V = \frac{1}{3}\pi h \left[r_1^2 + r_1 \frac{r_1 + r_2}{2} + \left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right)^2\right]$$

$$= \frac{\pi h}{6}\left(\frac{7}{2} r_1^2 + 2 r_1 r_2 + \frac{r_2^2}{2}\right) \text{ ausfällt.}$$

Man hat auch bei den Feuerspritzen die Pumpencylinder horizontal gelegt, namentlich sind mehrfach Zubringer auf diese Weise ausgeführt wor-

Fig. 639.

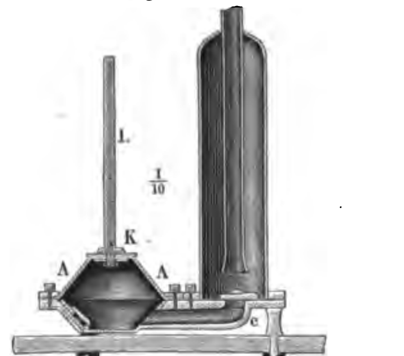
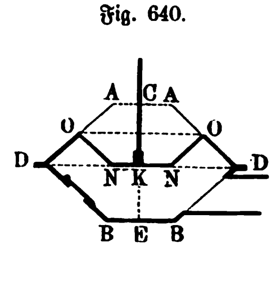


Fig. 640.



den. Zu diesen Feuerspritzen mit liegenden Cylindern gehören insbesondere die Feuerspritzen von Etter, Kronauer u. s. w. (s. Kronauer's Zeitschrift für Technologie, Bd. I.).

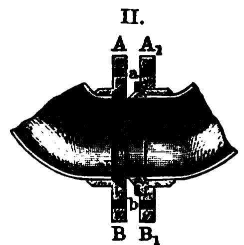
Auch die sogenannten Rotationspumpen sind früher mehrfach zu den Feuerspritzen verwendet worden. Ueber die Einrichtung dieser Pumpen wird weiter unten ein Näheres angeführt werden.

Die auf Schiffen angewendeten Spritzen oder Druckwerke sind in der Regel so angeordnet, daß sie einfach durch Umstellung eines Vierwegehahns befähigt werden können, sowohl das Seewasser anzusaugen und in das Schiff zu drücken als auch das Leckwasser aus dem Schiffsraume zu saugen und über Bord zu schaffen; vergl. hierüber die Zusammenstellungen in der „Zeitschrift deutscher Ingenieure".

Die den Feuerspritzen eigenthümlichen Theile sind vorzüglich die Zu- und Ableitungsröhren und Schläuche nebst den Mundstücken, ferner der Windkessel, die Druckhebel und die Vehikel oder Fortschaffungsmittel. Ueber diese Theile ist noch Folgendes mitzutheilen. Die Saugröhren sind 5 bis 8 cm weit und bestehen entweder aus Leder bezw. aus vulcanisirtem Kautschuk oder aus Kupfer. Die ledernen Saugröhren oder Schläuche werden zusammengenäht oder zusammengenietet und, damit sie dem äußern

Luftdrucke widerstehen können, innen mit einer Spirale von 4 bis 5 mm dickem Draht oder in Abständen von 6 bis 15 mm mit 3 bis 5 cm breiten Kupferringen bekleidet. Kupferne Saugröhren erhalten in der Mitte ein Gelenk wie AB, Fig. 641, welches im Inneren mit einem Lederringe ab abgedichtet ist und dazu dient, die Richtung des Wasserstromes nach Bedürfniß abzuändern. Die Einmündung des nach Befinden aus mehreren solchen Schläuchen zusammengeschraubten Zuleitungsrohres ist mit einem durchlöcherten Saugkopfe zu versehen.

I. Fig. 641.



Der Windkessel ist entweder aus Messingguß oder aus Kupfer- oder Messingblech und erhält in der Regel die Form eines aufrecht stehenden Cylinders mit segmentförmigen Endflächen. Sein Fassungsraum soll mindestens das Achtfache eines Pumpencylinders sein, und seine Wandstärke ist wie die der Dampfkessel zu berechnen (s. Bd. II.). Die Gurgelröhren, deren Weite die Hälfte der Stiefelweite ist, münden am Boden des Windkessels aus, das Standrohr mündet nahe über dem Boden in den Windkessel oder man führt es von oben durch den Deckel in denselben ein. Zunächst über dem Wasserkasten schließt man mittels eines Gelenkes A, Fig. 642 (a. f. S.), eine Kropfröhre an das Standrohr, an welches dann nach Befinden der nöthige Schlauch mit der Gußröhre angeschraubt wird. Bei größeren Spritzen setzt man statt dessen ein sogenanntes Wenderohr unmittelbar auf die Deckplatte des Windkessels. Ein solches Wenderohr enthält mehrere Gelenke, wie A, B, C, Fig. 643 (a. f. S.), sowie auch zwei Kröpfe D und E, eine Seitenröhre F und ein paar Hähne G und H. Ein zweckmäßiges Rohrgelenk ist in Fig. 644 (a. f. S.) abgebildet. Der gespaltene Ring AB, welcher die Rohrenden C und D mit einander verbindet, ist an der Flantsche des einen Rohrendes angeschraubt, erfaßt die Flantsche am anderen Rohrende und wird nach vollbrachter Drehung mittels einer Preßschraube S fest aufgedrückt.

Die Spritzenschläuche, welche das Wasser von der Spritze aus nach entfernteren Punkten führen, sind entweder lederne oder hanfene. Dieselben haben eine Weite von 3 bis 5 cm, und bestehen aus Stücken von 6 bis 10 m Länge. Während die ledernen Schläuche entweder mittels des soge-

nannten Schusterdrahtes zusammengenäht oder durch kupferne Nietbolzen von circa 1 mm Dicke zusammengenietet werden, sind die hanfenen Schläuche

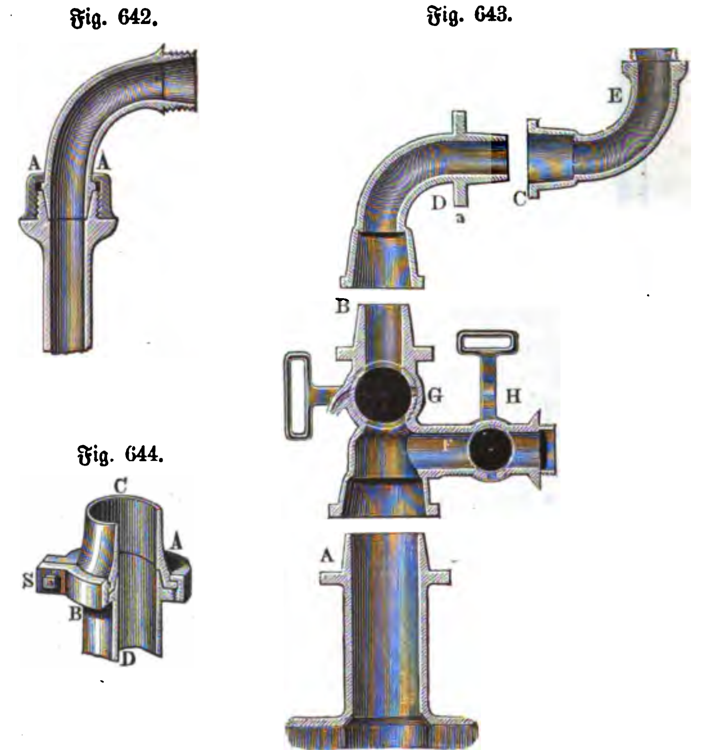


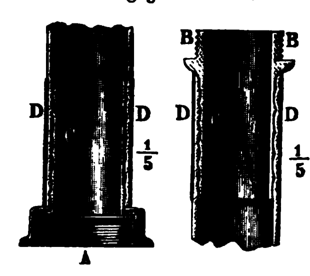
Fig. 642. Fig. 643. Fig. 644.

direct ohne Naht gewebt. Die Art und Weise, wie die Schläuche durch Schrauben verbunden werden, ist aus den Abbildungen in Fig. 645 I und II zu ersehen. Es läuft sowohl die Mutter *A*, Fig. I, wie die Schraube *BB*, Fig. II, in eine kurze cylindrische Messingröhre *C* aus, über welche das Schlauchende *DD* weggezogen und worauf es durch eine umgewickelte Schnur befestigt wird.

Die Gußröhre, durch welche der Ausfluß erfolgt, hat, um sie bequem und leicht richten zu können, eine innere Weite von nur 2,5 bis 4 cm und eine Länge von mindestens 0,3 m; sie hat an einem Ende eine Schraubenmutter zum Anschluß an das Standrohr oder an das Schlauchende, und am anderen Ende ein Schraubengewinde, um das Mundstück anschrauben zu können. Das Mundstück ist eine messingene konische Röhre *AB*, Fig. 646, von 15 bis 20 cm Länge, welche bei ihrer Einmündung die

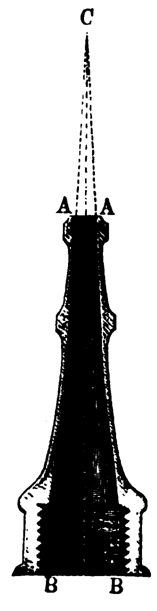
Weite von 2,5 bis 4 cm des Gußrohres und bei der Ausmündung die von 10 bis 15 mm hat. Man giebt mit Vortheil diesem Mundstücke eine Seitenconvergenz BCB von 5 Grad. Der Widerstandscoefficient eines solchen Mundstückes ist bei mehrfachen Versuchen von dem Verfasser nicht größer als 0,03 gefunden worden; es wird also durch die Reibung des Wassers an der inneren Wand dieses Mundstückes die Steighöhe des Strahles nur um 3 Proc. vermindert.

I. Fig. 645. II.



Der Druckhebel, wodurch die Kolben größerer Feuerspritzen in Bewegung gesetzt werden, besteht bei größeren Spritzen aus zwei durch Querstangen zu einem Ganzen verbundenen Hebeln. Dieselben umschließen das Wenderohr und das Standbrett für den Rohrführer zu beiden Seiten. Die Enden dieser Hebel laufen in Hülsen aus, in welche die hölzernen Druckbäume zu liegen kommen. Ein Druckbaum ist 5 bis 7 cm dick, etwa 3 m lang, und gestattet die Anstellung von höchstens 10 Mann. Uebrigens sind die Druckhebel so lang zu machen und so nach unten zu krümmen, daß das Wagengestell den Spritzenleuten bei der Arbeit nicht hinderlich ist.

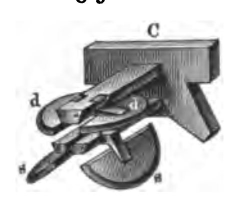
Fig. 646.



Um die Ventile jederzeit leicht zugänglich zu machen, damit dieselben bei einer etwaigen Verschmutzung schnell zu reinigen sind, was bei allen Pumpen, ganz besonders aber bei Feuerspritzen, von großer Wichtigkeit ist, hat man bei den letzteren verschiedene Constructionen zur Ausführung gebracht. Sehr häufig hat man zu dem Behufe die Sitze der Ventile äußerlich conisch geformt und diese Sitze in genau passende Hohlkegel eingeschliffen, etwa nach Art von Hähnen. Hierdurch ist ein Herausnehmen dieser Sitze sammt ihren Ventilen leicht ermöglicht, doch fallen dabei entweder die Ventile nur klein oder diese Sitzkörper sehr groß aus. Diesem Uebelstande ist in vorzüglicher Art durch die Einrichtung abgeholfen, welche an den Spritzen von J. Beduwe in Aachen sich findet, und von welcher die Figuren 647 bis 649 (a. f. S.) eine Anschauung geben. Die vier Ventilklappen, zwei Saugklappen s und zwei Druckklappen d, sind hier an einem einzigen geeignet geformten Charnierstücke C, Fig. 647, drehbar angebracht, welches unter dem Windkessel

W, Fig. 648, von vorn durch eine Oeffnung nach Art einer Schublade eingeschoben werden kann. Den dichten Anschluß dieses Klappenstückes gegen die Wand des Ventilkastens *V* bewirkt man durch ein mittelst der Schraube *s* anzuziehendes Keilstück *K*, welches nach Lösung der Schraubenmutter *M* leicht nach oben herausgehoben werden kann. Die sonstige Einrichtung dieser Spritze ist aus dem verticalen Durchschnitte Fig. 648 und dem Grundrisse Fig. 649 ersichtlich, worin *A* die Cylinder, *S* das Saugrohr und *D* das Druckrohr darstellen.

Fig. 647.



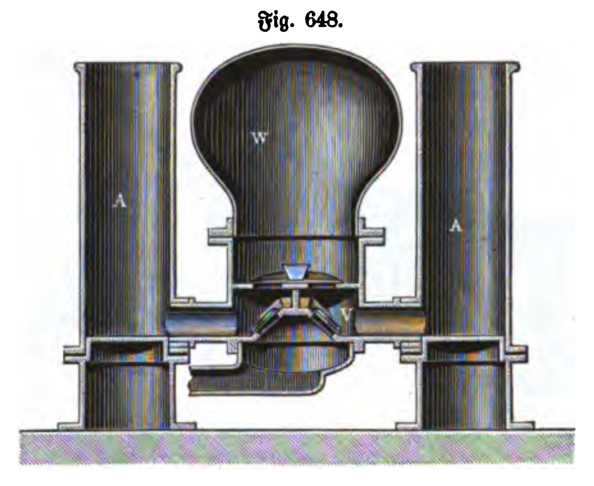
Die Einrichtung einer vollständigen Wagenspritze ist aus Fig. 650 (s. S. 920) zu ersehen. Der innen mit Blech ausgeschlagene Wasserkasten *R* ruht auf den Hinterrädern *A* und den Vorderrädern *B*, und schließt nicht allein das ganze Pumpenwerk in sich ein, sondern trägt auch noch die Axe *C* des Druckhebels *D*. Ferner ist *G* das Gurgelrohr, *CM* das in das Mundstück *M* endigende Standrohr u. s. w.

Da die Anzahl der an einer Handspritze wirksamen Arbeiter wegen Mangels an Raum beschränkt ist und meistens nicht über 20 angenommen werden kann, so ist hierdurch bei den üblichen Strahlhöhen von 20 bis 30 m auch die Größe der Kolben und die Wassermenge von vornherein begrenzt. Die Kolben werden selten einen größeren Durchmesser als 0,18 m haben, vielfach beträgt derselbe nur 0,15 m, und man erhält dabei ein Förderquantum von etwa 0,3 cbm in der Minute. Um daher durch eine Spritze größere Wassermengen von 1 bis 1,5 cbm per Minute auf beträchtlichere Höhen von 40 bis selbst 50 m Höhe zu befördern, hat man, zuerst in Amerika und England, Dampffeuerspritzen gebaut, welche neuerdings auch in Deutschland sich mehr und mehr eingeführt haben. Eine Hauptbedingung für die vortheilhafte Verwendung derartiger Dampffeuerspritzen ist die Möglichkeit einer leichten Herbeischaffung des bedeutenden Wasserquantums, welches eine solche Spritze zu bewältigen vermag. Da dasselbe schwerlich jemals durch Eimerreihen oder Zubringer beschafft werden kann, so wird die Verwendung von Dampffeuerspritzen hauptsächlich auf solche Fälle beschränkt bleiben, in denen etwa durch die Hydranten einer Stadtwasserleitung der nöthige Wasserbedarf gedeckt werden kann. Auch hat man wohl Dampfspritzen als Zubringer benutzt, um mittelst einer solchen durch lange Schlauchleitungen eine größere Anzahl von Handfeuerspritzen mit Wasser von einem Flusse oder Teiche aus zu versehen.

Bei allen Dampffeuerspritzen ist neben thunlichster Leichtigkeit ein besonderes Augenmerk darauf zu richten, daß dieselben in möglichst kurzer Zeit genügend stark gespannte Dämpfe entwickeln können, wozu die Heizfläche

der Kessel beträchtlich und das darin enthaltene Kesselwasser gering sein muß. Man hat es in dieser Hinsicht dahin gebracht, daß mit Hülfe intensiven, leicht entzündlichen Heizmaterials der Kessel binnen etwa 10 Minuten

Fig. 648.



Dämpfe von 8 bis 10 Atmosphären Spannung entwickelt. Der Transport der Dampffeuerspritzen nach dem Orte ihrer Verwendung geschieht immer

Fig. 649.



Fig. 650.

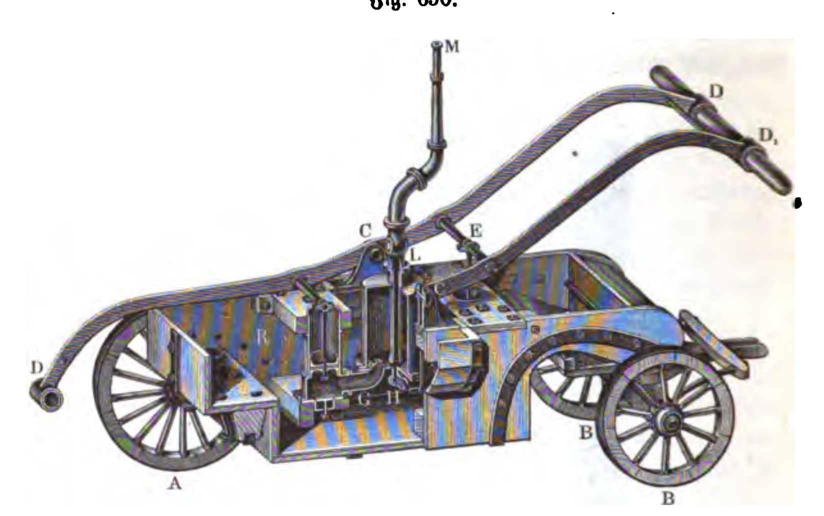
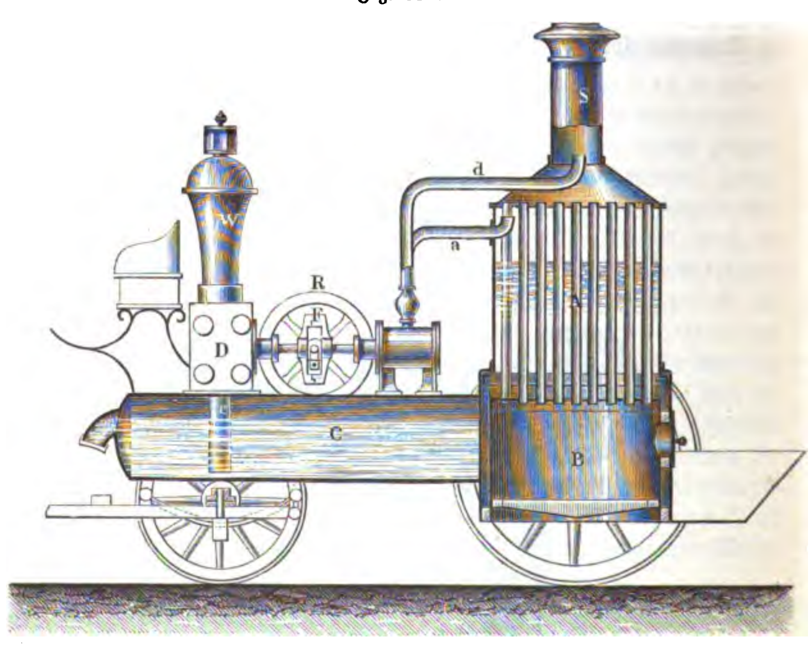


Fig. 651.



durch Pferde; die Versuche, auch hierzu, wie bei den Straßenlocomotiven, die Dampfkraft zu benutzen, sind ohne Bedeutung geblieben.

In Fig. 651 ist der Durchschnitt einer Dampffeuerspritze von Egestorff in Hannover *) dargestellt. Der verticale Dampfkessel *A*, in welchem die cylindrische Feuerbüchse *B* befindlich ist, enthält 199 Feuerröhren von 35 mm Weite und zusammen incl. der Feuerbüchse etwa 28 qm feuerberührter Fläche. Die Dampfpumpe *D* ist auf dem cylindrischen Saugwindkessel *C* angebracht, aus welchem das Wasser durch das Rohr *c* angesaugt und in den Druckwindkessel *W* gedrückt wird. Während das Rohr *a* den Dampf zu der Maschine führt, wird der durch *d* entweichende gebrauchte Dampf zur Zugbeförderung nach dem Schornsteine *S* geleitet. Die Pumpe ist eine doppeltwirkende mit vier Ventilen *V*, deren Anordung aus dem Durchschnitte Fig. 652 ersichtlich ist. Der Dampfkolben ist mit dem Pumpenkolben direct durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange verbunden, welche letztere mittelst der Kurbelschleife *F* eine mit dem Schwungrade *R* versehene Hülfsrotationswelle in der weiter unten bei den Dampfpumpen besprochenen Weise bewegt. Der Durchmesser des Dampfkolbens beträgt 0,215 m, der des Pumpenkolbens 0,178 m und der gemeinschaftliche Hub 0,228 m, die Dampfspannung ist zu 7 Atmosphären Ueberdruck bemessen. Die Maschine beförderte bei einer maximalen Geschwindigkeit von 161 Schwungradumdrehungen pro Minute, also circa $1^1/_4$ m Kolbengeschwindigkeit, 1,5 cbm Wasser, welches in einem 30 mm starken Strahle auf die Höhe von 47,5 m geworfen wurde.

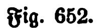
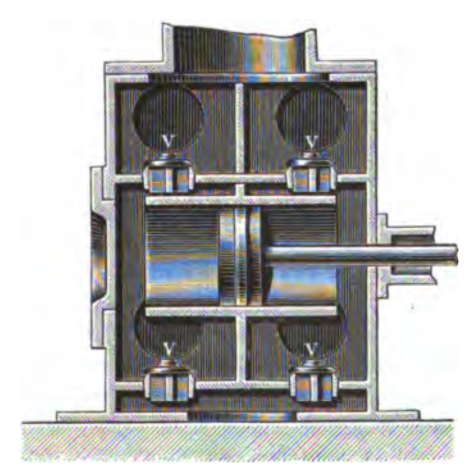


Fig. 652.



Berechnung der Feuerspritze. Bei der Ausführung einer Feuerspritze ist zunächst die zu erlangende Strahlhöhe *h* gegeben, durch welche die §. 150.

*) Mittheil. des Hannov. Gewerbe-Vereins 1864 und daraus in Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4.

Geschwindigkeit des aus dem Mundstücke ausfließenden Wassers bestimmt ist. Diese Strahlhöhe variirt bei den Handfeuerspritzen etwa zwischen 15 und 30 m, während sie bei Dampfspritzen bis zu 50 m steigt. Fände das Wasser bei seiner Bewegung nicht ein Hinderniß in dem Luftwiderstande, so hätte man bei der Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers aus dem Mundstücke die Steighöhe $h_0 = \frac{w^2}{2g}$, wegen jener Widerstände läßt sich den darüber angestellten Versuchen zufolge die wirkliche Steighöhe nur zu

$$h = {}^3/_4\, h_0 = {}^3/_4\, \frac{w^2}{2g} = 0{,}038\, w^2\, \mathrm{m}$$

setzen. Zur Erlangung einer effectiven Strahlhöhe h ist daher die Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit

$$w = \sqrt{\frac{4}{3}\, 2gh} = 5{,}11\, \sqrt{h}$$

erforderlich, d. h. es muß auf das Wasser ein Druck ausgeübt werden, entsprechend einer Wassersäule von der Höhe $\frac{w^2}{2g} = \frac{4}{3}\, h$. Man hat daher die Spritze so zu beurtheilen, wie ein Pumpwerk, welches das zum Ausflusse gelangende Wasser auf eine Höhe gleich $\frac{4}{3}\, h$ befördern soll. Um die hierzu erforderliche Kraft zu ermitteln, sei wieder mit Q das pro Secunde ausströmende Wasser und unter F der Querschnitt jedes einzelnen Kolbens vom Durchmesser d verstanden. Von dem Widerstande des Saugrohrs möge abstrahirt werden, da die Cylinder direct aus dem Wasserkasten ihr Wasser entnehmen, und es möge die gewöhnliche Anwendung zweier einfach wirkenden Pumpencylinder vorausgesetzt werden, deren Kolben durch den Druckhebel in abwechselnde Bewegung gesetzt werden. Bezeichnet nun noch d_1 den Durchmesser der Steigröhren oder Schläuche und l_1 deren Länge, d_2 den Durchmesser der Steigventile und d_m denjenigen des Mundstückes, so hat man die den hydraulischen Widerständen des Wassers auf seinem Wege vom Steigventile bis zum Mundstücke entsprechende Widerstandshöhe nach den aus Thl. I bekannten Regeln zu

$$\left[1 + \zeta + \zeta_1\, \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d_m}{d_1}\right)^4 + \zeta_2 \left(\frac{d_m}{d_2}\right)^4\right] \frac{w^2}{2g} = \varkappa\, \frac{w^2}{2g},$$

worin $\zeta = 0{,}05$ den Eintrittswiderstand für das Gußrohr, ζ_1 den Reibungscoefficienten in den Schläuchen, und ζ_2 den Widerstandscoefficienten für das Steigventil bedeutet. Setzt man passend die Schlauchweite $d_1 = 0{,}05$ m, die Länge $l_1 = 20$ m, die Mündungsweite 0,016 m, $\zeta_1 = 0{,}03$, also etwa $^1/_3$ größer als gewöhnlich für Röhren, und

$$\zeta_2 \left(\frac{d_m}{d_2}\right)^4 = {}^1/_{16} = 0,067,$$

so erhält man

$$\varkappa = 1 + 0,05 + 0,12 + 0,067 = 1,24,$$

während in dem Falle, daß ohne Schlauch direct aus dem Standrohre gespritzt wird,

$$\varkappa_1 = 1 + 0,05 + 0,067 = 1,12$$

gesetzt werden kann.

Der von dem Kolben beim Niedergange auf das Wasser auszuübende Druck bestimmt sich daher zu

$$P_0 = F\gamma\varkappa \frac{w^2}{2g} = \frac{4}{3} F\varkappa h\gamma,$$

und daher mit Rücksicht auf die Kolbenreibung die auf den Kolben wirkende Kraft

$$P = \left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) P_0 = \frac{4}{3}\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) F\varkappa h\gamma.$$

Setzt man hierin etwa

$$\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) = 1,15,$$

so erhält man mit den gefundenen Werthen $\varkappa = 1,24$ und $\varkappa_1 = 1,12$

$P = 1,90\ Fh\gamma$ für das Spritzen durch den Schlauch, und

$P = 1,72\ Fh\gamma$ für das Spritzen aus dem Standrohre.

Bei den Handspritzen ist in der Regel die disponible Kraft P durch die Anzahl der höchstens anzustellenden Mannschaften gegeben, und damit bei gegebener Strahlhöhe h das Wasserquantum Q und die Größe der Pumpen bestimmt. Da die an der Spritze beschäftigten Arbeiter immer nur vorübergehend kurze Zeit in Thätigkeit sind, so kann man die Leistung derselben viel größer, erfahrungsmäßig etwa dreimal so groß annehmen, als in Thl. II unter Voraussetzung einer achtstündigen Arbeitszeit für den Arbeiter am Hebel angegeben wurde (6 mkg). Nimmt man daher hier die Leistung eines Arbeiters in der Secunde zu 18 mkg an, und setzt eine Geschwindigkeit des Druckbaumes von 1,6 m voraus, so kann der Arbeiter, welcher nur beim Niederziehen, also auf einem durchschnittlichen Wege von 0,8 m Kraft ausübt, einen Druck äußern von

$$K = \frac{18}{0,8} = 22,5 \text{ kg}.$$

Sind nun im Ganzen $2z$ Mann an der Spritze, also auf jeder Seite z Mann thätig, so hat man, unter a den Abstand des Druckbaumes und

unter b denjenigen einer Pumpe vom Drehzapfen verstanden, unter Vernachlässigung der sehr geringen Zapfenreibung (s. §. 2),

$$P = z K \frac{a}{b} = \frac{4}{3} 1{,}15 \, F h x \gamma,$$

und mit $K = 22{,}5$ kg bei Anwendung des Schlauches

$$z \frac{a}{b} = 0{,}085 \; F h \gamma = 85 \; F h,$$

oder

$$F = \frac{z a}{85 \, b \, h},$$

dagegen beim Spritzen aus dem Standrohre

$$z \frac{a}{b} = 0{,}076 \; F h \gamma = 76 \; F h$$

und

$$F = \frac{z a}{76 b h}.$$

Den Kolbenquerschnitt hätte man doppelt so groß anzunehmen, wenn die Spritze mit nur einem einfachwirkenden Cylinder versehen wäre, dagegen nur halb so groß bei der Anwendung von zwei doppeltwirkenden Pumpen.

Aus der Geschwindigkeit $v = 1{,}6$ m der Arbeiter am Druckbaume folgt die durchschnittliche Geschwindigkeit der Kolben zu $v_0 = \frac{b}{a} v$, und es ergiebt sich daher das pro Secunde von beiden Pumpen geförderte effective Wasserquantum gleich 85 Proc. des theoretischen zu

$$Q = 0{,}85 \, F \frac{b}{a} v = 1{,}36 \frac{b}{a} F.$$

Aus dem Werthe von Q ergiebt sich nun weiter die lichte Weite des Mundstücks d_m durch

$$\frac{d_m^2 \pi}{4} w = Q \text{ zu } d_m = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q}{w}};$$

die Anzahl n der einfachen Hübe jedes Kolbens pro Minute folgt ferner, wenn s den Weg des Druckbaums beim einmaligen Niederdrücken desselben bedeutet, zu

$$n = \frac{60 v}{s} = \frac{96}{s},$$

worin der Weg s bei den größeren Spritzen zwischen 1 und 1,2 m schwankt. Die Anzahl n der einfachen Hübe jeder Pumpe kann man daher hierfür zwischen 80 und 90 in der Minute annehmen. Da wegen der Anwendung

von zwei Pumpen auch n Cylinderfüllungen in den Windkessel gepreßt werden, so hat man auch das Wasserquantum $Q = 0{,}85\, n F s_0$, wenn $s_0 = \frac{b}{a} s$ den Kolbenweg bedeutet, welcher etwa zwischen 0,16 und 0,25 m variirt.

Die Größe des Windkessels bestimmt sich nach dem in §. 145 Gesagten aus dem mit jedem Pumpenspiele fluctuirenden Wasserquantum und der Veränderlichkeit in der Sprunghöhe des Strahls, welche man zulassen will. In §. 145 wurde gefunden, daß für die Spannungen w_1 und w_2 der Luft im Windkessel, denen die zugehörigen Strahlhöhen proportional anzunehmen sind, nach dem Mariotte'schen Gesetze die Beziehung gilt:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{W_2}{W_2 + \nu V},$$

worin νV das fluctuirende Wasserquantum und W_2 das kleinste Volumen der Luft im Windkessel bedeutet. Schreibt man diese Geichung

$$\frac{w_2 - w_1}{w_2} = \frac{\nu V}{W_2 + \nu V},$$

und bezeichnet mit δ den Werth $\frac{w_2 - w_1}{w_2}$, welcher als der Ungleichförmigkeitsgrad des Strahls angesehen werden kann, so bestimmt sich das Luftvolumen W_2 im Windkessel für denjenigen Augenblick, in welchem derselbe das meiste Wasser aufgenommen hat, zu $W_2 = \nu V \frac{1 - \delta}{\delta}$.

Hierin hängt das fluctuirende Quantum νV von der Bewegungsart der Kolben ab. Will man für diese Bewegung mittelst des Druckbaumes dieselbe Veränderlichkeit annehmen, welche dem Kurbelmechanismus zu Grunde liegt, so hat man nach §. 145 für νV den daselbst für eine doppelt wirkende Pumpe gefundenen Werth $0{,}210\ V = 0{,}210\ F \frac{b}{a} s$ einzusetzen und erhält daher für die Größe W_2 des Windkessels den Ausdruck:

$$W_2 = 0{,}210\, V \frac{1 - \delta}{\delta}.$$

Hätte man z. B.

$$W_2 = 5\, V = 5\, F \frac{b}{a} s$$

gewählt, so würde die Ungleichförmigkeit in der Sprunghöhe des Strahles zu

$$\delta = \frac{0{,}210}{5 + 0{,}210} = 0{,}0403$$

oder sehr nahe zu 4 Proc. sich berechnen.

Daß man unter W_2 nicht den ganzen Inhalt des Windkessels zu verstehen hat, sondern dasjenige Volumen, welches die den Windkessel anfänglich erfüllende Luft von atmosphärischer Dichte einnimmt, sobald sie soweit comprimirt ist, um einen Druck $\frac{w_2}{2g} = h_0 = \frac{4}{3} h$ auszuüben, ist schon früher erwähnt worden. Bezeichnet daher wieder b die Größe des atmosphärischen Luftdrucks in einer Wassersäule gemessen, so ist das ganze Volumen W des Windkessels bis zu der Einmündung des Gußrohres zu

$$W = \frac{b + h_0}{b} W_2$$

zu machen.

Anmerkung. Bei den gewöhnlichen Feuerspritzen mit zwei einfach wirkenden Cylindern, bei denen 8 bis 32 Mann zur Wirkung kommen, beträgt der Durchmesser eines Pumpenkolbens 0,12 bis 0,18 m, und es wird dabei in der Minute ein Wasserquantum von 0,30 bis 0,60 cbm 25 bis 30 m hoch geworfen, wobei die Weite des Mundstückes etwa 12 bis 20 mm beträgt. Die Anzahl der einfachen Hübe jedes Kolbens beträgt pro Minute zwischen 80 und 120, durchschnittlich 90.

Beispiel. Wenn eine einfachwirkende zweistiefelige Feuerspritze bei einer Bedienung von $2z = 16$ Mann und einem Hebelverhältnisse $\frac{a}{b} = 5$ das Wasser aus dem Standrohre auf 30 m Höhe werfen soll, so findet man den Querschnitt jedes Kolbens zu

$$F = \frac{z a}{76 b h} = \frac{8 . 5}{76 . 30} = 0{,}0175 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser gehört von $d = 0{,}150$ m.

Nimmt man den Weg des Druckbaumes beim Niederdrücken zu 1 m an, so erhält man den Kolbenhub zu $s \frac{b}{a} = 0{,}2$ m, und das Volumen jeder Pumpe zu

$$V = F s \frac{b}{a} = 0{,}0175 . 0{,}2 = 0{,}0035 \text{ cbm}.$$

Die Anzahl der einfachen Spiele jedes Kolbens ist

$$n = \frac{60 . 1{,}6}{1} = 96$$

und das effective Wasserquantum pro Secunde

$$Q = 0{,}85 F \frac{b}{a} v = 1{,}36 . \tfrac{1}{5} . 0{,}0175 = 0{,}00476 \text{ cbm} = 4{,}76 \text{ Liter}.$$

Hieraus folgt weiter der Durchmesser des Mundstückes

$$d_m = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q}{w}} = 1{,}13 \sqrt{\frac{0{,}00476}{\sqrt{2g \frac{4}{3} 30}}} = 0{,}0147 \text{ m} = \text{rund } 15 \text{ mm}.$$

Soll das Volumen W_2 der Luft im Windkessel gleich dem vierfachen Inhalte einer Pumpe, also

$$W_2 = 4\,F s\,\frac{b}{a} = 4 \,.\, 0{,}0035 = 0{,}014\,\mathrm{m}$$

sein, so hat man das ganze Volumen des Windkessels zu

$$W = \frac{b + h_0}{b}\,W_2 = \frac{10{,}34 + \frac{4}{3}\,.\,30}{10{,}34}\,0{,}014 = 0{,}068\,\mathrm{cbm} = 68 \text{ Liter},$$

welcher Inhalt etwa durch einen Cylinder von 0,38 m Durchmesser und 0,6 m Höhe erreicht werden kann.

Ausführlich handelt über die Feuerspritzen Frick in seinem Werke: Die Feuerspritze, Anleitung zu deren Bau, Berechnung, Behandlung und Prüfung. Braunschweig, Fr. Vieweg und Sohn.

§. 151.

Kunstgezeuge. Bei den Pumpenwerken oder Wasserkünsten, welche durch Wasserräder bewegt werden, erfolgt die Kraftübertragung und Umsetzung in der Regel durch Krummzapfen. Hat man es mit einem gewöhnlichen verticalen Wasserrade zu thun, so ist eine weitere Umsetzung durch Räderwerke nicht nöthig, da die Umdrehungszahl eines solchen Rades der Spielzahl einer Pumpe (4 bis 8 pr. Minute) entspricht. Anders ist es bei Turbinenkünsten; die Anzahl der Umdrehungen einer Turbine ist so groß, daß hier stets ein oder mehrere Zahnradvorgelege nöthig sind, um der Krummzapfenwelle die der geforderten Anzahl der Pumpenspiele gleiche Umdrehungszahl zu verschaffen.

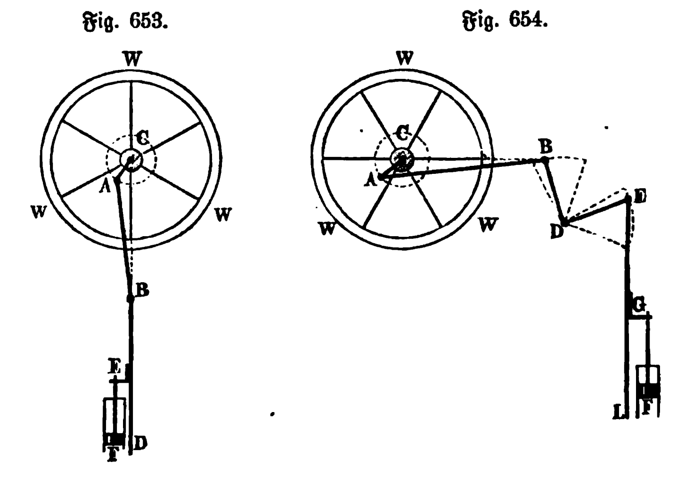
Die gewöhnlichen Wasserradkünste oder Kunstgezeuge sind entweder ohne oder mit einem Hebelvorgelege. Bei jenen hängt das Pumpengestänge unmittelbar an den Krummzapfen, welche entweder mit der Wasserradwelle ein Ganzes bilden, oder deren Welle an die Wasserradwelle angekuppelt ist; bei diesen hängt es hingegen an einem Hebel, welcher mittelst einer besonderen Kurbelstange vom Krummzapfen in auf- und niedergehende Bewegung versetzt wird. Bei Pumpenwerken mit einem Zahnradvorgelege sitzt auf der Wasserrad- oder Turbinenwelle ein kleineres Zahnrad, und dieses setzt ein größeres auf der Krummzapfenwelle sitzendes Zahnrad in Umdrehung; bei solchen mit zwei Radvorgelegen ist zwischen der Turbinenwelle und der Kurbelwelle noch eine dritte Welle eingeschaltet, welche mittelst eines größeren Zahnrades die Kraft der Turbinenwelle aufnimmt, und mittelst eines kleineren dieselbe auf die Kurbelwelle überträgt. Macht z. B. die Turbinenwelle pr. Minute 60 Umdrehungen, und fordert man von der Kurbelwelle deren nur 5, ist also eine Umsetzung von $\psi = \frac{5}{60} = \frac{1}{12}$ nöthig, so kann man zwei Zahnradvorgelege in Anwendung bringen, wovon das eine mit dem Umsetzungsverhältnisse $\psi_1 = \frac{1}{3}$, und das andere mit dem Umsetzungsverhältnisse $\psi_2 = \frac{1}{4}$ überträgt. Zu diesem Zwecke erhält die Zwischenwelle ein Getriebrad, welches dreimal so viel Zähne hat

als das Treibrad auf der Turbinenwelle, und ein Treibrad, dessen Zähnezahl viermal enthalten ist in der des Getriebrades auf der Kurbelwelle. Dieses ein- oder mehrmalige Umsetzen durch Zahnradvorgelege macht die Turbinen zum Umtrieb von Wasserkünsten weniger geeignet, als die weit langsamer umlaufenden verticalen Wasserräder.

Kleinere Pumpenwerke, welche mit Unterbrechungen und nicht auf lange Zeit arbeiten, setzt man auch durch Pferde mittelst einer stehenden Welle in Bewegung. Solche Wasserhebungskünste oder sogenannte Roßkünste sind im Wesentlichen wie die Wasserradkünste eingerichtet, nur erfordern dieselben stets ein Zahnradvorgelege wegen der kleinen Umdrehungszahl der stehenden Welle, welche bei der gewöhnlichen Länge der Schwengel nur etwa zwei Umdrehungen in der Minute macht.

Endlich hat man auch noch sogenannte Windkünste, welche durch ein Windrad in Bewegung erhalten werden. Die einfachste Einrichtung einer Windkunst besteht darin, daß man die Windradwelle kröpft und das Pumpengestänge mittelst einer Kurbelstange an die durch diese Kröpfung gebildete Kurbel anhängt. Eine solche Windkunst ohne Vorgelege giebt aber meist eine große Anzahl der Kolbenspiele, wobei nur ein sehr kleiner Kolbenhub anwendbar ist und die Nutzleistung ansehnlich herabgezogen wird. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, den Windkünsten Zahnradvorgelege zu geben, welche etwa im Verhältnisse 1 : 3 umsetzen, also bewirken, daß die Kurbelwelle eine Umdrehung macht, während das Windrad dreimal umläuft. Da das Windrad stets dem Winde entgegen zu richten und folglich um die verticale Axe des Mühlengebäudes zu drehen ist, so muß bei der Windkunst

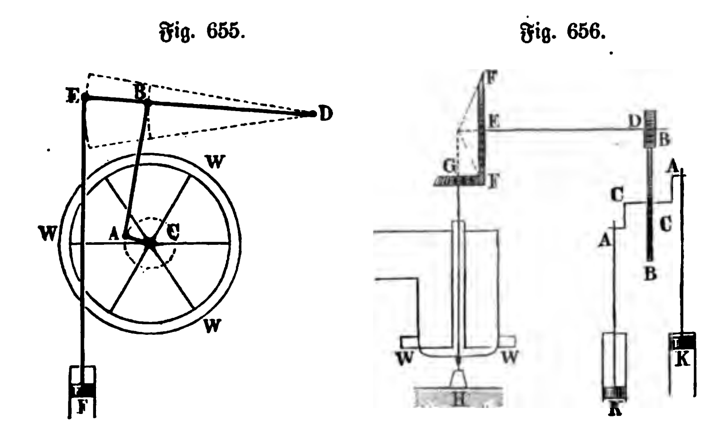
Fig. 653. Fig. 654.



ohne Vorgelege das Pumpengestänge mittelst eines sogenannten Gewindes an der Kurbelstange angeschlossen werden, und dagegen eine Windkunst mit Vorgelege eine in der gedachten Axe stehende Vorlegswelle, den sogenannten **Königsbaum**, erhalten, wobei der Eingriff des auf der Windradwelle sitzenden Treibrades in das mit dem Königsbaum verbundene Getriebrad nicht gestört wird, wenn auch die Windradwelle eine andere Richtung erhält.

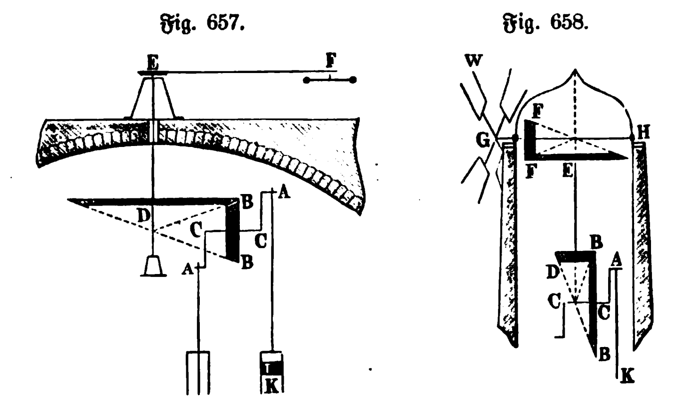
Die Figuren 653 bis 658 führen einige Skizzen von den im Vorstehenden angegebenen Wasserkünsten vor Augen.

Fig. 655. Fig. 656.



Eine einfache Radkunst ist Fig 653 skizzirt; W stellt das Wasserrad vor, CA den um C drehbaren Krummzapfen, AB die Kurbelstange, BD das Gestänge, und EF eine mittelst des Armes E an BD angeschlossene und

Fig. 657. Fig. 658.



den Kolben F tragende Kolbenstange. Fig. 654 und Fig. 655 sind dagegen zwei Radkünste mit Hebelvorgelegen; in Fig. 654 besteht das Vorgelege in einem Winkelhebel BDE oder sogenannten Kunstkreuze, in Fig. 655 ist dasselbe ein gerader einarmiger Hebel DBE, an dessen kürzerem Arme DB die Kurbelstange AB angreift und dessen längerer Arm DE den Lastarm bildet. In Fig. 656 ist eine Turbinenkunst mit zwei Radvorgelegen abgebildet. Es ist W das Turbinenrad, GH die Turbinenwelle, DE die Vorgelegswelle und CC die Lastwelle mit den Kurbeln CA, welche die Pumpengestänge AK abwechselnd auf- und niederbewegen. Fig. 657 stellt eine Roßkunst mit einem Radvorgelege dar; es ist DE die stehende oder Göpelwelle mit dem Schwengel EF und dem Treibrade DB, welches das auf der Kurbelwelle C sitzende Getriebrad B in Umdrehung setzt. Endlich führt Fig. 658 eine Windkunst mit zwei Radvorgelegen vor Augen. Die Windradwelle GH setzt mittelst der Zahnräder F und E den Königsbaum DE, und dieser mittelst der Zahnräder D und B die Kurbelwelle C in Umdrehung.

Bei den Kunstgezeugen oder den Wasserhebungsmaschinen des Bergbaues sind die Pumpen an längere Gestänge angeschlossen, welche in einem Schachte, dem sogenannten Kunstschachte, in die Tiefe geführt werden. Es kommen hierbei die Gestängaxen und folglich auch die Axen der Kolbenröhren in die Falllinie des Schachtes zu liegen, und erhalten daher in saigeren Schächten eine verticale und in flachen Schächten eine gegen den Horizont geneigte Lage. Die Kolbenstangen werden mittelst Querarme oder sogenannter Krummse gewöhnlich seitwärts, seltener centrisch an ein Gestänge angeschlossen. Die letztere Anschlußweise ist natürlich mechanisch vollkommener, da hierbei das Gestänge in seiner Axenrichtung gleichmäßig gespannt und nicht gebogen wird, allein dieselbe ist auch complicirter, da sie nicht allein eine Gabelung des Gestänges, sondern auch eine Kröpfung der Saug- und nach Befinden der Steigröhre nothwendig macht. Die Art und Weise eines solchen centrischen Anschlusses ist aus der Skizze in Fig. 659 zu ersehen. Es ist hier AB die bei B gekröpfte Saugröhre, C die Kolbenröhre, ferner K die an den Arm FF angeschlossene Kolbenstange und $FFGG$ die bei D und E mit dem Gestänge verbundene Gestänggabel.

Sowohl flache als auch saigere Gestänge mit excentrischem Anschluß erfordern eine Unterstützung durch Gestängwalzen. Bei einem flachen Gestänge DF, Fig. 660, nimmt die Gestängwalze B den Componenten $N = G \cos \alpha$ vom Gewichte G des unter dem Neigungswinkel α gegen den Horizont geneigten Gestänges auf.

Ist φ der Reibungscoefficient, r der Halbmesser der Gestängwalze und bezeichnet ϱ den Zapfenhalbmesser derselben, so beträgt folglich die auf die Gestängaxe reducirte Zapfenreibung dieser Walzen

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} N = \varphi \frac{\varrho}{r} G \cos \alpha,$$

Fig. 659.

Fig. 660.

oder annähernd mit Berücksichtigung des Gewichtes G_1 sämmtlicher Gestängwalzen:

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos \alpha.$$

Vereinigt man diesen Widerstand mit der übrigbleibenden Seitenkraft $S = G \sin \alpha$, so erhält man

1) die Kraft zum Aufziehen des leeren Gestänges:

$$P = S + F = G \sin \alpha + \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos \alpha,$$

und 2) die Kraft, mit welcher dasselbe niedergeht:

$$P_1 = S - F = G \sin \alpha - \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos \alpha.$$

Um bei excentrischem Anschlusse der Kolbenstange das Biegen des Gestänges zu verhindern, muß man dasselbe, auch wenn es saiger hängt, zwischen zwei Gestängwalzen D und E, Fig. 661 (a. f. S.), einschließen. Ist in diesem Falle Q die Pumpenlast, a die Excentricität oder der Abstand AB zwischen der Axe der Kolbenstange und der des Gestänges und l die Entfernung DE der beiden Gestängwalzen von einander, so wird jede der beiden Gestängwalzen D und E von dem Gestänge mit der Kraft

$$N = \pm \frac{Q a}{l}$$

gedrückt, weil sich hier ein Kräftepaar ($Q, - Q$) vom Momente Qa mit einem Kräftepaar ($N, - N$) vom Momente Nl ins Gleichgewicht setzt.

Sind mehrere Pumpen auf derselben Seite an das Gestänge angeschlossen, so hat man für Qa die Summe $Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \cdots$ einzusetzen, wo $Q_1, Q_2 \ldots$ die Pumpenlasten und $a_1, a_2 \ldots$ die entsprechenden Axenabstände bezeichnen, es ist daher dann

$$N = \pm \frac{Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \cdots}{l}.$$

Sind dagegen die Pumpenlasten Q_1 und Q_2 auf den entgegengesetzten Seiten an das Gestänge angeschlossen, so hat man

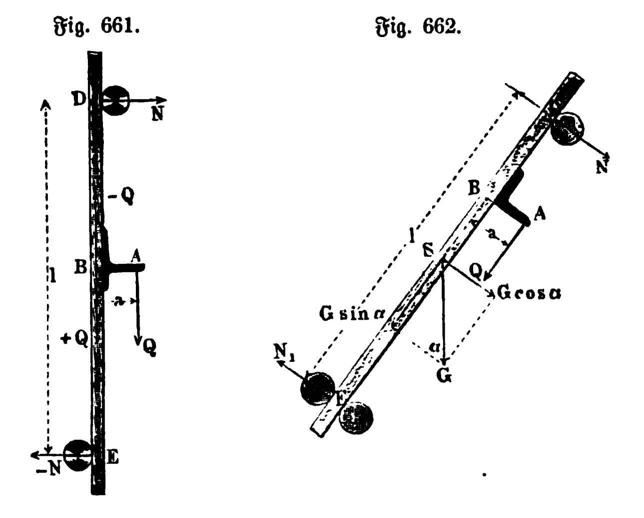
$$N = \pm \frac{Q_1 a_1 - Q_2 a_2 + \cdots}{l}$$

zu setzen.

Ist dann $Q_1 a_1 - Q_2 a_2 + \cdots =$ Null, z. B. bei nur zwei Pumpenlasten Q_1 und Q_2, $Q_1 a_1 = Q_2 a_2$, so fällt $N =$ Null aus, es ist folglich dann das Einschließen des Gestänges zwischen Gestängwalzen gar nicht nöthig.

Wenn bei einem flachen Gestänge die Kolbenstange nicht seitwärts, sondern oben oder unten an das Gestänge angeschlossen ist, so hängt der Druck

Fig. 661. Fig. 662.



des Gestänges auf die Gestängwalzen von der Pumpenlast und dem Gestänggewichte zugleich ab. Liegt der Schwerpunkt S eines solchen Gestänges DE, Fig. 662, in der Mitte zwischen beiden Gestängwalzen, so drückt das Gestänge durch sein Gewicht in D und E normal abwärts mit der Kraft $\frac{1}{2}\, G \cos \alpha$, wogegen es in Folge der Pumpenlast Q nur in D mit der Kraft $\frac{Q a}{l}$ abwärts, dagegen in E mit derselben aufwärts drückt. Es ist folglich der Gesammtdruck des Gestänges auf die Gestängwalze D:

$$N = \frac{Q a}{l} + \frac{1}{2}\, G \cos \alpha,$$

und dagegen auf die Gestängwalze E:

$$N_1 = \frac{Q a}{l} - \frac{1}{2}\, G \cos \alpha.$$

Die aus beiden Drücken hervorgehende Zapfenreibung der Gestängwalzen, reducirt auf die Gestängaxe, ist

$$F = \varphi\,\frac{\varrho}{r}\,(N + N_1),$$

und zwar entweder

$$= \varphi\,\frac{\varrho}{r}\,\frac{2\,Q\,a}{l},$$

oder

$$= \varphi\,\frac{\varrho}{r}\;G\cos\alpha,$$

je nachdem $\frac{Q\,a}{l}$ größer oder kleiner als $\frac{1}{2}\,G\cos\alpha$ ist.

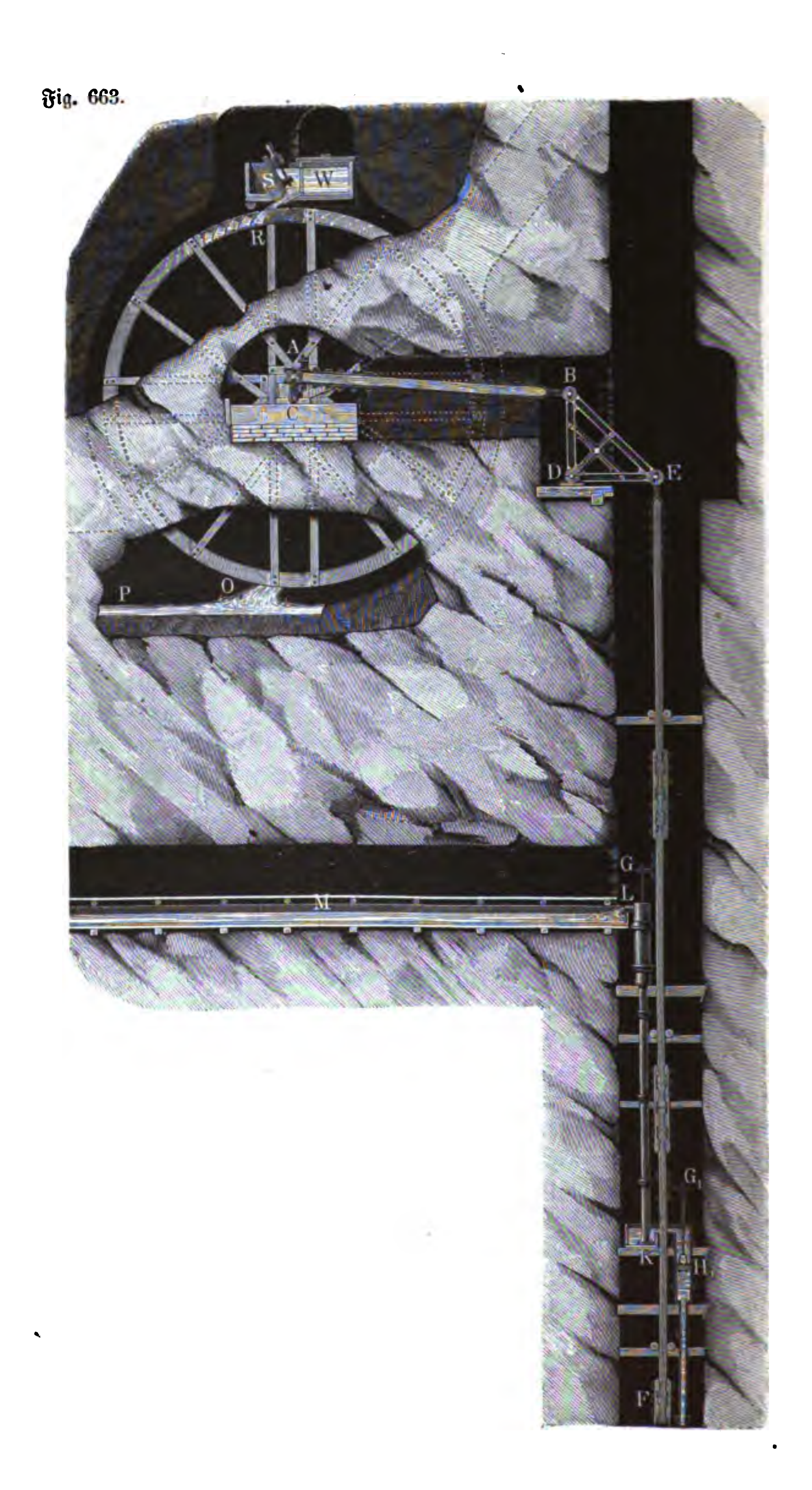
Wenn ein Kunstgezeug nur mit einem Gestänge ausgerüstet ist, so erfordert das Gewicht das letzteren eine Ausgleichung, welche entweder in einem Gegengewichtsbalancier, oder in einem hydraulischen Balancier (s. III, 1. Cap. 9), oder auch in der gleichzeitigen Anwendung von Saug- und Druckpumpen bestehen kann, in welchem letzteren Falle die Drucklast gleich der Sauglast plus Stangengewicht zu machen ist.

Oft erhält ein Kunstgezeug zwei gleich belastete Gestänge, welche so an die Umtriebsmaschine angeschlossen oder mit einander verbunden sind, daß das eine aufsteigt, während das andere niedergeht, und folglich das Gewicht des einen das Gewicht des anderen ausgleicht. Ueber diese Verbindungen zweier Gestänge ist in III, 1. Cap. 9 das Nöthige mitgetheilt worden.

Radkünste. Die allgemeine Einrichtung einer sogenannten Radkunst oder eines Kunstgezeuges mit verticalem Wasserrade ist aus der Abbildung in Fig. 663 (a. f. S.) zu ersehen. Die Umtriebsmaschine besteht in einem oberschlächtigen Wasserrade RCO, dessen Construction aus II. bekannt ist. Das bei W zufließende Aufschlagwasser wird mittelst einer Spannschütze S in das Rad eingeführt. Die Wasserradwelle C endigt sich in zwei entgegengesetzt gerichteten Krummzapfen, welche mittelst Kurbelstangen und Kunstkreuze zwei gleich belastete Schachtgestänge abwechselnd auf- und niederziehen. Die Abbildung führt nur einen Krummzapfen CA mit seiner Kurbelstange AB und dem Kunstkreuze BDE sammt Schachtgestänge EF vor Augen. Von den angeschlossenen Saugpumpen ist nur der oberste Satz KL vollständig, dagegen der nächst tiefere Satz H_1, welcher dem obersten das Wasser zuhebt, zum Theil sichtbar. Die Krummse G und G_1, womit die Kolbenstangen an das Gestänge angeschlossen sind, sitzen auf den entgegengesetzten Seiten auf dem Gestänge fest; es heben daher auch die aus diesem excentrischen Anschluß hervorgehenden Kräftepaare einander auf, so daß das Gestänge nur unbedeutend auf Biegung beansprucht wird. Die bei L aus-

§. 152.

Fig. 663.



gegossenen Hubwasser fließen auf dem Stolln M sowie die Aufschlagwasser nach vollbrachter Wirkung auf der Rösche P ab. Bei dieser Maschinenanlage befindet sich zwischen der Abzugsrösche und dem Stolln noch ein freies, für andere Zwecke verwendbares Gefälle, da die Aufschlagwasser mit den Hubwassern zugleich auf dem Stolln abgeführt werden können.

Bei der Berechnung eines solchen Kunstgezeuges hat man natürlich außer den nach dem Vorstehenden zu berechnenden Pumpen oder Kolbenlasten die Reibungen an den Zapfen und Bolzen der Kunstkreuze, sowie auch die an den Zapfen und Warzen der Kurbeln oder Krummzapfen in Betracht zu ziehen. Der Wirkungsgrad η des ganzen Kunstgezeuges ist ein Product $\eta_1\,\eta_2\,\eta_3$ aus dem Wirkungsgrade η_1 des Wasserrades, dem Wirkungsgrade η_2 der aus den Krummzapfen, Kunstkreuzen, Kurbelstangen und Gestängen bestehenden Zwischenmaschine und aus dem Wirkungsgrade η_3 der Pumpen; sind diese drei Verhältnißzahlen bekannt, so kennt man folglich auch den Wirkungsgrad der ganzen Maschine, und es läßt sich nun auch mit Hülfe desselben das Verhältniß zwischen der reinen Pumpenlast und der Umtriebskraft angeben.

Ist Q das Aufschlagquantum pr. Secunde, h das Radgefälle, und sind $Q_1, Q_2 \ldots$ die durch die Kunstsätze auf die Höhen $h_1, h_2 \ldots$ zu hebenden Wassermengen pr. Secunde, so gilt folgende allgemeine Formel:

$$\eta\, Q h \gamma = Q_1 h_1 \gamma + Q_2 h_2 \gamma + \cdots,$$

oder einfacher:

$$\eta\, Q h = Q_1 h_1 + Q_2 h_2 \ldots,$$

und es läßt sich hiernach aus den gegebenen Wassermengen $Q_1, Q_2 \ldots$ und den entsprechenden Förderhöhen $h_1, h_2 \ldots$ die nöthige Wasserkraft, und aus dem bekannten Gefälle derselben das erforderliche Aufschlagwasserquantum

$$Q = \frac{Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + \cdots}{\eta h}$$

berechnen.

Ist s der Kolbenhub, n die Anzahl der Kolbenspiele pr. Minute und μ der Ausgußcoefficient (s. §. 141), und sind $F_1, F_2 \ldots$ die Kolbenquerschnitte, so hat man:

$$Q_1 = \mu \frac{n}{60} F_1 s,\; Q_2 = \mu \frac{n}{60} F_2 s \text{ u. s. w.};$$

und daher auch

$$Q = \frac{\mu n s}{60\, \eta h} (F_1 h + F_2 h_2 + \cdots).$$

Die Umdrehungszahl des Wasserrades ist gleich der Spielzahl n des Gezeuges; bezeichnet a den Radhalbmesser, so ist folglich die Radgeschwindigkeit

$$v = \frac{\pi n a}{30},$$

und es bestimmt sich nun auch mittelst der in Thl. II. gegebenen Formel $Q = \varepsilon d e v$ die zur Aufnahme der Wassermenge Q erforderliche Radweite:

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v} = \frac{30\, Q}{\varepsilon \pi n d a} = \frac{9{,}55\, Q}{\varepsilon n d a},$$

worin d die Kranzbreite, e diejenige des Rades und ε dessen Füllungscoefficienten bedeutet.

Beispiel. Es ist ein Radkunstgezeug anzuordnen und zu berechnen, welches vom Tiefsten aus pro Minute 0,1 cbm Wasser 48 m, dann weiter aufwärts, pro Minute 0,15 cbm Wasser, 60 m und noch weiter, bis zum Stolln, pro Minute 0,25 cbm 80 m hoch zu heben und hierzu eine Wasserkraft von 10 m Gefälle zu verwenden hat.

Den Wirkungsgrad der ganzen Maschine $\eta = 0{,}50$ angenommen, folgt zunächst die erforderliche Aufschlagwassermenge pro Secunde:

$$Q = \frac{1}{60}\,\frac{0{,}1 \,.\, 48 + 0{,}15 \,.\, 60 + 0{,}25 \,.\, 80}{0{,}5 \,.\, 10} = 0{,}113 \text{ cbm}.$$

Macht das Rad bei einem Halbmesser $a = 4{,}5$ m pro Minute 5 Umdrehungen, ist also die Umfangsgeschwindigkeit desselben

$$v = \frac{3{,}14 \,.\, 4{,}5 \,.\, 5}{30} = 2{,}355 \text{ m},$$

so erhält man bei einer radialen Tiefe des Rades $d = 0{,}3$ m und einem Füllungscoefficienten $\varepsilon = \frac{1}{4}$ die Radbreite

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v} = \frac{0{,}113}{\frac{1}{4} \,.\, 0{,}3 \,.\, 2{,}355} = 0{,}64 \text{ m}.$$

Sollen die Förderhöhen durch Saugsätze überwunden werden, deren Hubhöhen nicht mehr als 8 m betragen, so sind solcher Sätze in der untersten Schachtabtheilung 6 à 8 m Hubhöhe, in der mittleren 8 à 7,5 m und in der oberen Abtheilung 10 à 8 m Hubhöhe erforderlich, von denen an jedes der beiden Gestänge bezw. 3, 4 und 5 Sätze anzubauen sind. Beträgt der Hub dieser Pumpen übereinstimmend 1 m, so ergeben sich unter Annahme eines Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$ die Querschnitte der Kolben zu

$$F_1 = \frac{0{,}1}{0{,}85 \,.\, 5 \,.\, 1} = 0{,}0235 \text{ qm für die untersten,}$$

$$F_2 = \frac{0{,}15}{0{,}85 \,.\, 5} = 0{,}0353 \text{ qm für die mittleren, und}$$

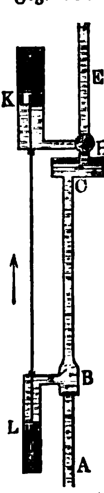
$$F_3 = \frac{0{,}25}{0{,}85 \,.\, 5} = 0{,}0588 \text{ qm für die oberen Pumpen,}$$

denen die Durchmesser zugehören von

$$d_1 = 0{,}173 \text{ m}, \; d_2 = 0{,}212 \text{ m und } d_3 = 0{,}274 \text{ m}.$$

Wassersäulenkünste. Die Wassersäulenmaschinen eignen sich vorzüglich zu Kraftmaschinen für Pumpenwerke, da sie diejenige Bewegungsweise und Geschwindigkeit haben, welche die Pumpen erfordern. Es sind daher auch die Wassersäulenkünste stets direct wirkende Wasserhebungsmaschinen. Die Art und Weise, wie die Pumpengestänge mit der Kolbenstange der Wassersäulenmaschine verbunden sind, wird in den Abbildungen Fig 664 bis 668 vor Augen geführt. §. 153.

Fig. 664.



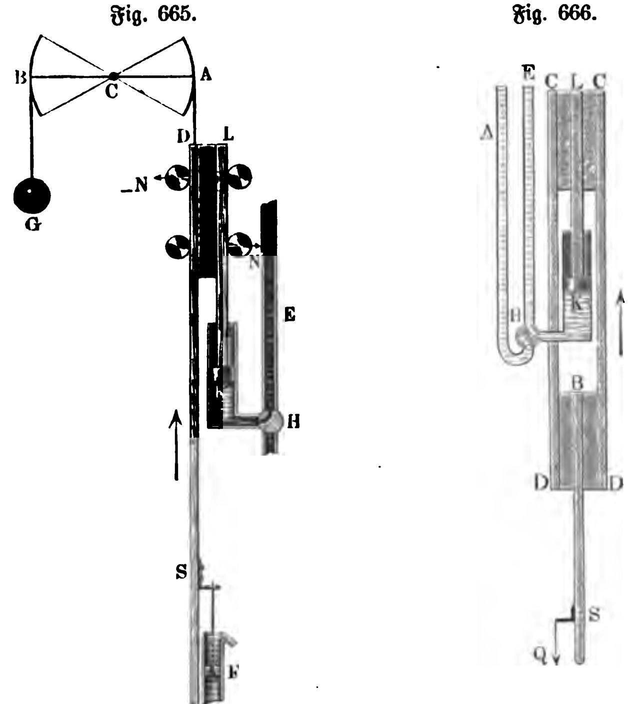
Bei der Anordnung in Fig. 664 befindet sich der Pumpenkolben L mit dem Treibkolben K der Wassersäulenmaschine an einer und derselben Stange KL, und es wird beim Aufgange des Treibkolbens vom Pumpenkolben das Wasser im Steigrohre BC emporgehoben, dagegen beim Niedergange der Kolben durch das Stangengewicht Wasser in dem Saugrohre AB angesaugt. Hierbei ist es nöthig, das Gestänge KL sowohl in den Treibcylinder als auch in den Pumpencylinder mittelst einer Stopfbüchse einzuführen. Anders ist es bei der Anordnung in Fig. 665 (a. f. S.), wo die Treibkolbenstange KL nach oben geführt und das Schachtgestänge DS seitwärts an die Stange angeschlossen ist. Das aus dem excentrischen Angriffe der Kraft hervorgehende Kräftepaar erfordert, dem Stangenschloß eine Führung zwischen Walzen zu geben. Um das Gestänggewicht auszugleichen, ist hier das Gestänge an einen Gegengewichtsbalancier ACB aufgehangen. Vollkommener ist die in Fig. 666 abgebildete Verbindung des Schachtgestänges BS mit der Kolbenstange KL durch eine Scheere oder Gabel CD, da hier ein vollkommen centrischer Angriff der Kraft statthat. Um dem Gewichte des Gestänges bei seinem Niedergange das Gleichgewicht zu halten, ist hier ein sogenannter hydraulischer Balancier HA (s. Thl. II und III, 1), durch welchen das Wasser aufsteigend zum Ausguß gelangt, in Anwendung gebracht. Damit eine vollkommene Ausgleichung des Gestänggewichtes stattfinde, ist es nöthig, der Wassersäule im hydraulischen Balancier die Höhe $z = \frac{G}{F\gamma}$ zu geben.

Kommt es darauf an, eine Wassersäulenkunst in einem flachen Schachte aufzustellen, so legt man entweder den Treibcylinder, sowie die Pumpen in die Falllinie des Schachtes, oder man stellt denselben aufrecht und schließt das Schachtgestänge BS, Fig. 667, mittelst eines Winkelhebels oder einer sogenannten Bruchschwinge ABC an die Kolbenstange KL an, deren Kopf noch mit einem in einer senkrechten Leitung DE laufenden Frictionsrade L zu versehen ist.

Einige ältere Wassersäulenkünste bestehen aus zwei Wassersäulenmaschinen

mit gemeinschaftlicher Einfallröhre EH, Fig. 668. Diese Maschinen gehen abwechselnd auf und nieder und sind durch einen gleicharmigen Balancier

Fig. 665. Fig. 666.

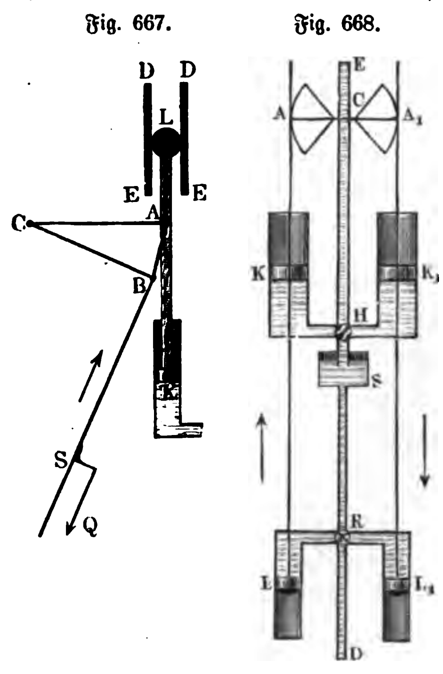


ACA_1 so mit einander verbunden, daß sich die Gestänggewichte das Gleichgewicht halten und folglich eine weitere Ausgleichung dieser Gewichte gar nicht nöthig ist. Bei der abgebildeten Kunst besteht das ganze Pumpenwerk LRL_1 aus zwei Druckpumpen mit einer gemeinschaftlichen Saugröhre DR und einer gemeinschaftlichen Steigröhre RS.

Die allgemeine Einrichtung einer Wassersäulenkunst ist aus den Abbildunges in Fig. 669 bis Fig. 672 von der auf der Grube „Beschert Glück“ bei Freiburg befindlichen, nach den Angaben des Herrn Oberkunstmeisters Braunsdorf construirten Wasserhebungsmaschine zu ersehen. Die Abbildungen in Fig. 669 und Fig. 670 stellen die in einer Wassersäulenmaschine bestehende Kraftmaschine dar. Es ist EE die Einfallröhre, D das nach dem Steuercylinder führende und ein Absperrventil enthaltende Communicationsrohr, ferner TT der Treibcylinder, CC das vom Steuercylinder nach demselben führende Communicationsrohr, und AA die Austragröhre mit der nöthigen Regulirungsklappe. Die Verbindung des Schachtgestänges PQ

mit der Kolbenstange K ist (wie in Fig. 666) durch eine aus den Kuppelstangen MN u. s. w. bestehende, den Treibcylinder umschließende Gabel bewirkt. Die Hauptsteuerung besteht aus dem Steuerkolben S und dem Gestängkolben G, die Hülfssteuerung aus dem Kolben H, dessen Stange LH an einem Hebel L aufgehangen ist, welcher mittelst Knaggen von der Kolbenstange K abwechselnd auf- und niedergedrückt wird. Auch gehört hierzu noch das nach der Einfallröhre führende Communicationsrohr c, sowie die Austragröhre a für das Steuerwasser. Die Abbildungen stellen die Maschine beim Niedergange des Treibkolbens dar, wobei sowohl die Hauptsteuerkolbenverbindung SG als auch der Hülfssteuerkolben H seinen höchsten Stand hat. Gegen Ende des Treibkolbenniederganges gelangt der Hülfssteuerkolben H in seinen tieferen Stand, wobei nun der Raum über dem Gegenkolben G durch die Röhre c mit der Kraftwassersäule in Communication tritt und in Folge desselben die Kolbenverbindung SG zum Niedergange genöthigt wird. Hat auf diese Weise der Steuerkolben S seinen tieferen Stand erreicht, so tritt CC, und folglich auch der Raum unter dem Treibkolben mit der Kraftwassersäule EED in Communication und es beginnt nun der Aufgang des Treibkolbens u. s. w.

Fig. 667. Fig. 668.



Die Abbildungen in Fig. 671 und Fig. 672 führen die Einrichtung der von der beschriebenen Wassersäulenmaschine bewegten Drucksätze vor Augen. Das Schachtgestänge PQ bildet auch hier eine Gabel MN, welche den Pumpencylinder oder die sogenannte Kolbenröhre C umschließt, und den Kopf der Kolbenstange K mittelst eines Laschenschlosses M erfaßt. Die Saug- und Steigröhre DS enthält das Saugentil V und Steigventil W und steht durch eine kurze Röhre mit dem unteren Ende der Kolbenröhre in Verbindung. Bei dem dargestellten Niedergange des Pumpenkolbens K, wobei V verschlossen

Fig. 669.

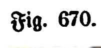
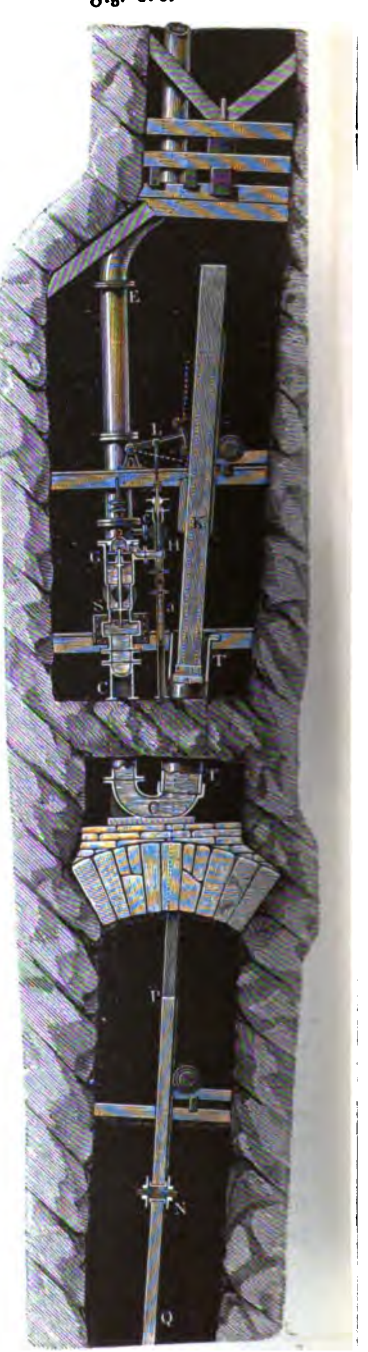


Fig. 670.



und *W* geöffnet ist, wird das Wasser im Steigrohre *WD* emporgedrückt, geht hingegen der Kolben *K* aufwärts, so öffnet sich *V* und schließt sich *W*, und es wird neues Wasser mittelst des Saugrohres *S V* aus dem Satzkasten *S* angesaugt, welcher seinen Zufluß aus der Steigröhre *AB* des nächst tieferen Drucksatzes erhält.

Die mechanischen Verhältnisse einer Wassersäulenkunst von der gewöhnlicheren im Vorstehenden beschriebenen Einrichtung sind auf folgende Weise zu beurtheilen.

Fig. 671.

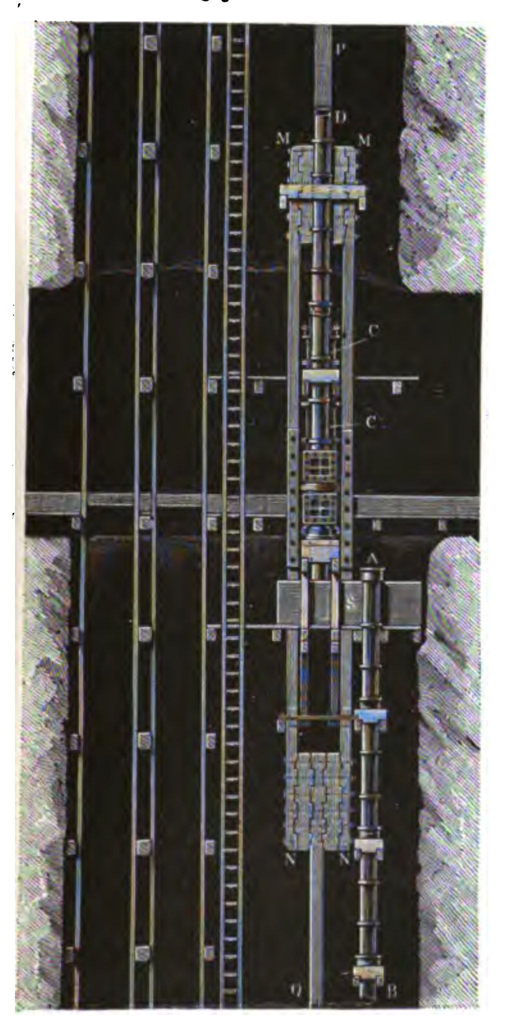
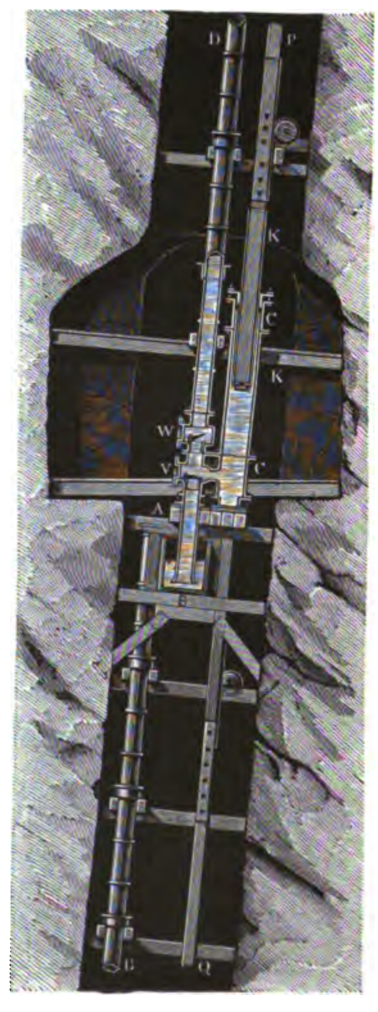



Fig. 672.



Der Wirkungsgrad $\eta = \eta_1 \eta_2$ der ganzen Maschine ist hier ein Product aus dem Wirkungsgrade η_1 der Wassersäulenmaschine und aus dem Wirkungsgrade η_2 des Pumpenwerkes; ist folglich Q das Aufschlagwasserquantum, h das Wassersäulengefälle und sind wieder Q_1, Q_2 ... die durch die Pumpen auf die Höhen h_1, h_2 ... zu hebenden Wassermengen, so kann man setzen:

$$\eta Q h = Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + \cdots$$

Bezeichnet s den Kolbenhub, μ den Ausgußcoefficienten der Pumpen und n die Anzahl der Kolbenspiele pr. Minute, so hat man noch

$$Q = \frac{n}{60} F s, \quad Q_1 = \frac{n}{60} \mu F_1 s, \quad Q_2 = \frac{n}{60} \mu F_2 s \text{ u. s. w.}$$

und daher auch

$$\eta F h = \mu (F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots),$$

so daß sich nun die Formel

$$F = \frac{\mu}{\eta} \frac{F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots}{h}$$

zur Bestimmung des nöthigen Treibkolbenquerschnitts ergiebt. In der Regel macht man bei einer neuen Maschinenanlage diesen Querschnitt größer, um noch hinreichende Kraft zu besitzen, wenn es nöthig ist, in der Folge noch mehrere Sätze anzuschließen. So lange dies nicht geschehen ist, muß natürlich die überflüssige Kraft durch Stellung des Regulirungsventiles vernichtet werden.

Bei der Einrichtung der beschriebenen Wassersäulenkunst wird das Wasser durch das Gewicht G des niedergehenden Gestänges emporgedrückt, wogegen der Treibkolben der Wassersäulenmaschine nur das Wasser ansaugt und das Gestänge emporhebt.

Setzt man hier

$$\begin{aligned} h &= y - z \\ h_1 &= y_1 + z_1 \\ h_2 &= y_2 + z_2 \text{ u. s. w.}, \end{aligned}$$

wobei y die Druckhöhe beim Aufgang des Treibkolbens, z die Steighöhe beim Niedergange desselben, y_1, y_2 ... die Saughöhen, sowie z_1, z_2 ... die Steighöhen der einzelnen Pumpen bezeichnen, so hat man

$$1) \quad \eta (F y \gamma - G) = \mu (F_1 y_1 + F_2 y_1 + \cdots) \gamma$$

und

$$2) \quad \eta (G - F z \gamma) = \mu (F_1 z_1 + F_2 z_2 + \cdots) \gamma,$$

wonach sich durch Addition

$$\frac{\eta}{\mu} F(y - z) = F_1(y_1 + z_1) + F_2(y_2 + z_2) + \cdots$$

oder

$$\frac{\eta}{\mu} Fh = F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots,$$

genau wie oben, ergiebt.

Hat man mit Hülfe dieser Formel den Kolbenquerschnitt F bestimmt, so läßt sich nun mittelst der Gleichungen 1) und 2) entweder das erforderliche Gestänggewicht G, oder die erforderliche Steighöhe z des hydraulischen Balanciers berechnen.

Beispiel. Wenn, wie im Beispiel zu §. 152, durch ein Kunstgezeug pr. Minute die Wassermengen von 0,10, 0,15 und 0,25 cbm resp. auf die Höhen von 48, 60 und 80 m gehoben werden sollen, und hierzu ein Gefälle von 75 m zu Gebote steht, so kann man die Kraftmaschine in einer Wassersäulenmaschine bestehen lassen, für welche sich Folgendes im Voraus geben läßt. Nimmt man wieder den Wirkungsgrad der ganzen Maschine $\eta = 0{,}50$ an, so erhält man die erforderliche Aufschlagwassermenge pr. Secunde:

$$Q = \frac{1}{60} \frac{0{,}1 \,.\, 48 + 0{,}15 \,.\, 60 + 0{,}25 \,.\, 80}{0{,}5 \,.\, 75} = 0{,}0150 \text{ cbm}.$$

Wendet man nun drei Drucksätze wie in Fig. 671 und 672 an, setzt hierbei den Hub $s = 2$ m, die Zahl der Spiele pro Minute $= 4$ und den Ausgußcoefficienten wieder zu $\mu = 0{,}85$ voraus, so erhält man die Kolbenquerschnitte und Durchmesser dieser Sätze zu

$$F_1 = \frac{0{,}1}{0{,}85 \,.\, 4 \,.\, 2} = 0{,}0147 \text{ qm}, \ d_1 = 0{,}137 \text{ m};$$

$$F_2 = \frac{0{,}15}{0{,}85 \,.\, 4 \,.\, 2} = 0{,}0221 \text{ qm}, \ d_2 = 0{,}168 \text{ m};$$

$$F_3 = \frac{0{,}25}{0{,}85 \,.\, 4 \,.\, 2} = 0{,}0368 \text{ qm}, \ d_3 = 0{,}217 \text{ m}.$$

Ferner ist für den Treibkolben

$$F = \frac{0{,}015 \,.\, 60}{4 \,.\, 2} = 0{,}1125 \text{ qm}, \ d = 0{,}379 \text{ m}.$$

Nach Gleichung (1) ist die erforderliche Höhe der Drucksäule

$$y = \frac{\mu}{\eta} \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3}{F} + \frac{G}{F\gamma}.$$

Ist nun das armirte Gestänge 9000 kg schwer und beträgt die Saughöhe jeder Pumpe 5 m, so erhält man

$$y = \frac{0{,}85}{0{,}5} \frac{0{,}0147 + 0{,}0221 + 0{,}0368}{0{,}1125} 5 + \frac{9000}{112{,}5} = 5{,}56 + 80 = 85{,}56 \text{ m}.$$

Da nun das Gefälle nur 75 m beträgt, so hat man die Maschine um

$$z = 85{,}56 - 75 = 10{,}56 \text{ m}$$

unter die Stollensohle zu legen. Die Druckhöhen der Pumpen betragen nach Abzug der Saughöhen von 5 m von den Förderhöhen bezüglich

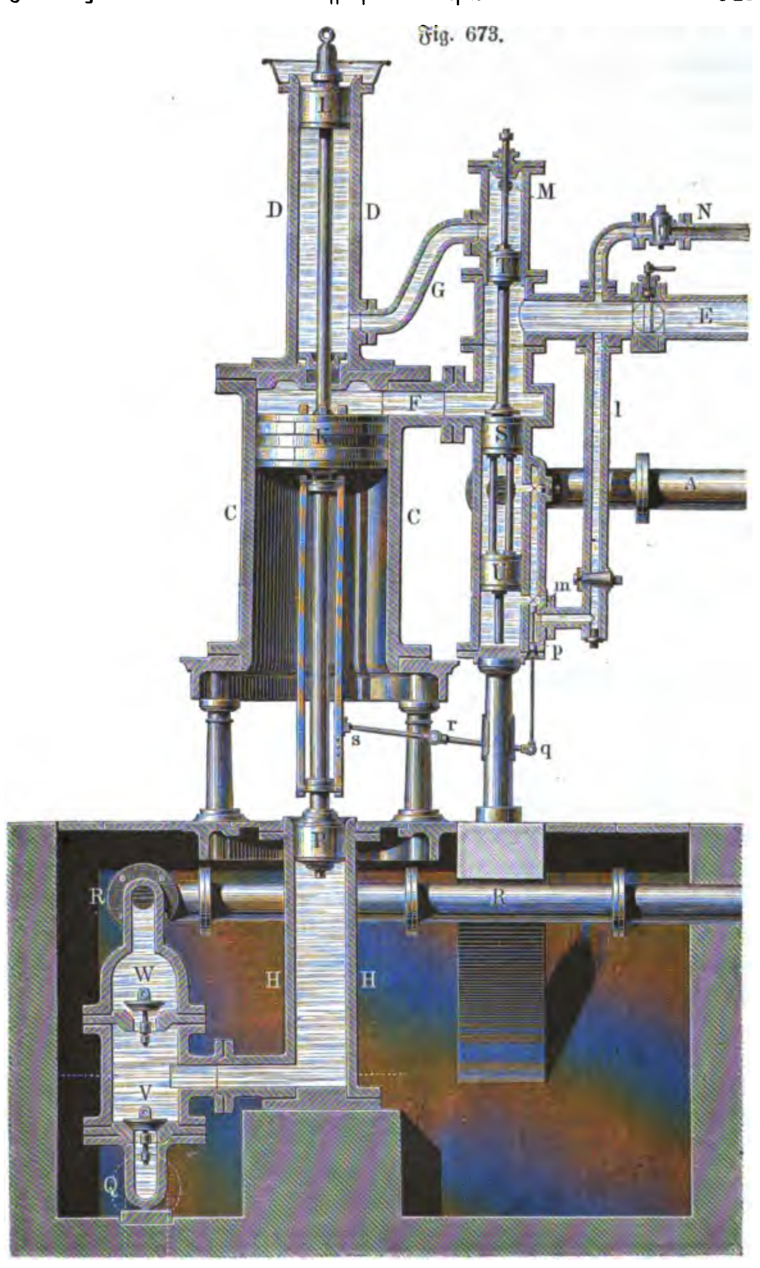
43 m, 55 m und 75 m.

§. 154. Auf der Soolenleitung zwischen Berchtesgaden, Reichenhall, Traunstein und Rosenheim in Oberbaiern befinden sich neun vom berühmten **Reichenbach** construirte Wassersäulenmaschinen zum Betriebe von Pumpen, welche dazu bestimmt sind, die Salzsoole über Berge wegzuführen. Es lassen sich an diesen Maschinen drei Systeme von einander unterscheiden; die in Fig. 673 abgebildete Maschine stellt die dem neueren und vorzüglicheren Systeme angehörende Wassersäulenmaschine in Berchtesgaden dar. Diese Maschine unterscheidet sich vorzüglich dadurch von den gewöhnlichen Wassersäulenmaschinen, daß sie zwei Treibkolben hat, welche auf derselben Kolbenstange festsitzen; einen kleineren, welcher von dem Kraftwasser nach oben geschoben wird und das Zufördern der Salzsoole durch Ansaugen bewirkt, und einen größeren, welcher von dem Kraftwasser nach unten bewegt wird und hierbei die Salzsoole in der Steigröhre empordrückt. Das Gefälle dieser Maschine ist 116 m, und die Höhe, auf welche dieselbe die Salzsoole fördert, beträgt 378 m.

Die eigentliche Wassersäulenmaschine besteht aus den Treibcylindern C und D mit den Treibkolben K und L, aus der Einfallröhre E, der Austragröhre A, der in einem gemeinschaftlichen Steuercylinder eingeschlossenen Steuerkolbenstange mit den drei Kolben S, T und U, und einer aus zwei kleinen Kolben m und p bestehenden Hülfssteuerung, welche mittelst eines Hebels srq von der Treibkolbenstange KP in Bewegung gesetzt wird. Die Wasserhebungsmaschine ist aus dem Pumpencylinder sammt dem in ihm beweglichen und an dem Ende der Treibkolbenstange befindlichen Pumpenkolben P, ferner aus dem Ventilgehäuse, in dessen Innerem sich das Saugventil V und das Steigventil W befindet, und aus der bei Q anschließenden Saugröhre sowie aus der mit R verbundenen Steigröhre zusammengesetzt. Bei der in der Abbildung dargestellten Kolbenstellung gelangt das Kraftwasser auf dem Wege EF über den größeren Treibkolben K und nöthigt die ganze Kolbenverbindung LKP zum Niedergange, wobei das unter dem kleineren Treibkolben L befindliche Wasser durch das Communicationsrohr G in den Steuercylinder zurück- und durch die Mündung M ausfließt, sowie die unter dem Pumpenkolben P stehende Salzsoole durch das Steigventil W hindurch und in das Steigrohr R gedrückt wird. Gegen Ende des Treibkolbenniederganges wird die Kolbenverbindung mp mittelst des Hebels srq emporgeschoben und dadurch die Unterfläche des Wendekolbens U mit dem in der engen Röhre l stehenden Kraftwasser in Communication gesetzt. In Folge dessen steigt nun das Steuerkolbensystem UST empor, wobei der erste oder Hauptsteuerkolben S das Kraftwasser vom Treibkolben K absperrt und dagegen der zweite Steuerkolben T die Communication des kleineren Treibcylinders DD mit der Einfallröhre E herstellt.

In Folge dessen treibt der Druck des Wassers auf den kleinen Treibkolben

Fig. 673.



L die armirte Treibkolbenstange PKL wieder empor, und es saugt der ebenfalls aufsteigende Pumpenkolben P mittelst der bei Q angeschlossenen Saugröhre, bei geöffnetem Saugventile V, neue Salzsoole in den Pumpencylinder ein, wogegen das über dem Treibkolben K stehende todte Wasser auf dem Wege FA zum Ausgusse gelangt. Gegen Ende dieses Aufganges wird das Kolbenpaar mp wieder mittelst des Hebels srq herabgezogen, folglich auch der Wasserdruck auf U aufgehoben; es bewegt sich nun, da der Druck des Kraftwassers auf den größeren Kolben S auch größer ist als der auf den kleineren Kolben T, das Steuerkolbensystem wieder abwärts und beginnt so ein neues Spiel.

Bezeichnet h das Gefälle der Wassersäulenmaschine, h_1 die Saughöhe, h_2 die Steighöhe und ε das specifische Gewicht der zu hebenden Salzsoole, bezeichnet ferner F den Querschnitt des großen Treibkolbens K, F_1 den des kleineren Treibkolbens L und F_2 den des Pumpenkolbens P, so ist, wenn man von allen Nebenhindernissen absieht, zu setzen:

$$F_1 h = \varepsilon F_2 h_1$$

und

$$(F - F_1)\, h = \varepsilon F_2 h_2,$$

so daß nun

$$\frac{F_1}{F - F_1} = \frac{h_1}{h_2},$$

folglich das erforderliche Querschnittsverhältniß:

$$\frac{F_1}{F} = \frac{h_1}{h_1 + h_2} \text{ folgt.}$$

Das über der Einfallröhre stehende und mit einem Hahne N versehene Rohr dient zum Einlassen von Luft, wenn es nach eingetretenem Stillstande darauf ankommt, das Wasser aus der Maschine abzulassen. Die übrigen Theile der Wassersäulenmaschine sind aus Bd. II. bekannt. Die beschriebene Maschine hat den Hub von nahe 1m, den größeren Treibkolbendurchmesser $d = 0{,}738$ m, und den kleinen Treibkolbendurchmesser gleich dem Pumpendurchmesser $d_1 = 0{,}292$ m; es ist folglich das pr. Spiel verbrauchte Aufschlagwasserquantum:

$$V = \frac{\pi\,(d^2 + d_1^2)\, s}{4} = 0{,}495 \text{ cbm}.$$

Rechnet man hierzu noch 0,015 cbm Steuerwasser, so folgt die theoretische Arbeit der Kraftmaschine pr. Spiel:

$$A = Vh\gamma = (0{,}495 + 0{,}015)\,.\,116\,.\,1000 = 59\,160 \text{ mkg}.$$

Das theoretische Salzsoolenquantum pr. Spiel ist:

$$V_1 = \frac{\pi\, d_1^2}{4}\, s = 0{,}067 \text{ cbm},$$

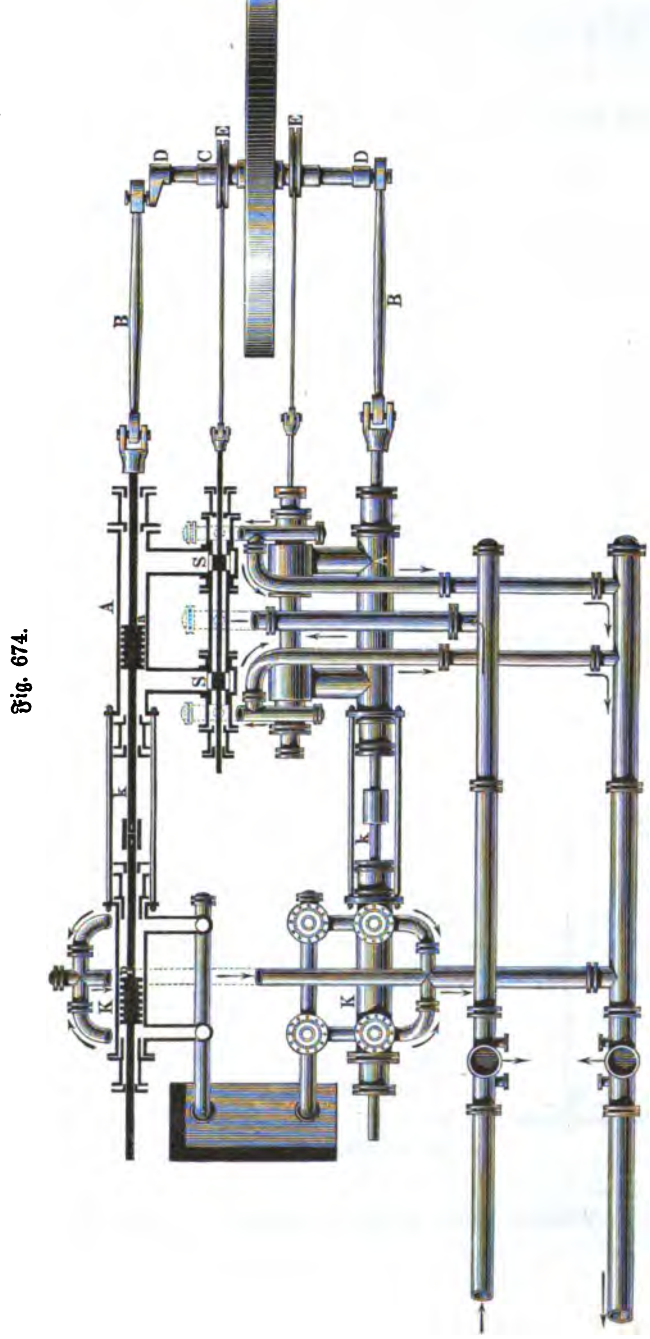


Fig. 674.

und setzt man das specifische Gewicht der Salzsoole $\varepsilon = 1{,}20$, so folgt das theoretische Arbeitsquantum der Pumpe pr. Spiel:

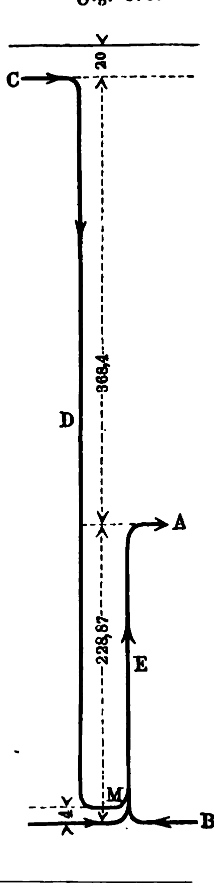
$$A_1 = V_1 (h_1 + h_2) \gamma = 0{,}067 \cdot 378 \cdot 1200 = 30\,391 \text{ mkg},$$

und es ist folglich der Wirkungsgrad dieser Maschine:

$$\eta = \frac{A_1}{A} = \frac{30\,391}{59\,160} = 0{,}514.$$

Sehr interessante Wassersäulenmaschinen sind in neuerer Zeit (1876) in dem „Königin-Marien-Schachte“ bei Clausthal nach dem Entwurfe von Jordan*) aufgestellt, welche als Zwillingsmaschinen nach Art der zweicylindrigen Dampfmaschinen fungiren, indem wie bei diesen die Kolbenstangen zweier horizontaler Treibcylinder A, Fig. 674 (a. v. S.), mittelst der Lenkstangen B eine Schwungradwelle C an zwei zu einander senkrecht stehenden Kurbeln D umdrehen. Die Pumpen K liegen mit den Treibcylindern in gerader Linie, so daß jede Kolbenstange k direct die Bewegung des Treibkolbens a auf den Pumpenkolben p überträgt, die rotirende Schwungradwelle C daher nur zur Ausgleichung der Bewegung und zur Steuerung der Steuerkolben S durch die Excenter E dient. Die Treibcylinder sowie die Pumpen sind doppeltwirkende, wodurch eine große Gleichförmigkeit in der Förderung des Wassers erzielt wird.

Fig. 675.



Die treibende Wassersäule hat eine Höhe von 368,4 m, und das Wasser wird durch die Pumpen in einem Satze auf 228,87 m gehoben, wovon 4 m durch Saugwirkung überwunden werden. Vermöge der gewählten Aufstellung ist ein Gestänge vollständig vermieden, indem die Maschinen in M, Fig. 676, in etwa 225 m unter der Stollensohle A aufgestellt sind, von wo die Pumpen das Wasser aus B ansaugen, um es nach A zu drücken, während das bei C zugeführte Aufschlagwasser in dem Rohre D niedergeht, und, nachdem es in den Treibcylindern zur Wirkung gekommen ist, gleichzeitig mit dem

*) S. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, Jahrg. 1878, S. 233 u. 240.

Förderwasser der Pumpen in dem Austragrohre E bis zum Stollen emporsteigt. Die treibende Wassersäule ist daher durch die Höhe zwischen A und C gegeben. Hierdurch ist, wie erwähnt, die Nothwendigkeit eines Gestänges beseitigt, ein Vortheil, gegen welchen die in Kauf zu nehmenden Nachtheile unerheblich sind, daß das Treibwasser einen um 2 . 224,8 m = 449,6 m längeren Weg von A nach M und wieder nach A machen muß, und daß die Treibcylinder einem um diese Wassersäule größeren Drucke ausgesetzt sind. Man ist überhaupt in neuerer Zeit auch bei Anordnung von durch Dampf betriebenen Wasserkünsten behufs der Vermeidung des Gestänges und der damit verknüpften Nachtheile vielfach zur unterirdischen Aufstellung der Pumpwerke übergegangen, worüber weiter unten ein Näheres angegeben ist.

Die Clausthaler Zwillingswassersäulenpumpen haben seit der Zeit ihrer Inbetriebsetzung befriedigende Resultate gegeben, namentlich haben sie sich durch einen ruhigen Gang ausgezeichnet, ohne die bei Wassersäulenmaschinen so leicht auftretenden heftigen Stöße zu zeigen, selbst wenn die für 12 Umdrehungen pro Minute berechnete Gangart bis auf 16 Umdrehungen gesteigert wurde.

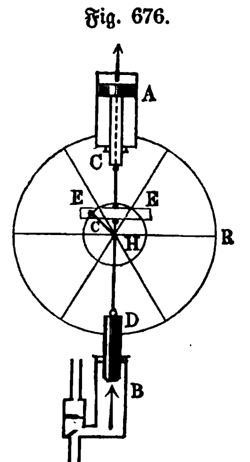
Die Treibkolben haben 0,310 m Durchmesser, während die Weite der Pumpencylinder 0,328 m beträgt, und der gemeinschaftliche Hub 0,625 m ist; so daß bei 12 Umdrehungen die mittlere Kolbengeschwindigkeit 0,25 m beträgt. Die Fördermenge pro Minute ist bei dieser Geschwindigkeit auf 1,878 cbm bemessen und die sämmtlichen Röhren sind so weit gemacht worden, daß in denselben bei dieser Leistung die Geschwindigkeit des Wassers 1 m nicht übersteigt.

Eine specielle Berechnung und Angabe genauerer Versuchsresultate findet man in den sehr interessanten Arbeiten von Hoppe in der Zeitschrift f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen Jahrg. 1878 und 1879. Nach den daselbst gemachten Angaben stieg der Wirkungsgrad der Wassersäulenpumpen mit zunehmender Geschwindigkeit und wurde bei 12 Umdrehungen in der Minute zu 0,35 gemessen. Zu nahezu demselben Resultate führt die daselbst angestellte Rechnung, welche die einzelnen Gefäll-, Wasser- und Kraftverluste eingehend berücksichtigt. Unter Wirkungsgrad ist hier das Verhältniß $\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h}$ verstanden, worin h die Gefällhöhe des Aufschlagwassers Q und h_1 die Förderhöhe des gepumpten Wassers Q_1 bedeutet.

Dampfpumpen. Unter Dampfpumpe versteht man in der Regel analog der Bezeichnung Dampfhammer, Dampframme, Dampfgatter etc. eine solche Pumpe, deren Kolben direct die Bewegung des Dampfkolbens annimmt, mit welchem er durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange verbunden ist, während man bei einer weniger directen Uebertragung der Bewe- §. 155.

gung durch Balancier und Gestänge, wie sie namentlich bei Bergwerkspumpen vorkommt, von Dampfkünsten spricht. Die Dampfpumpen werden meistens in kleineren Abmessungen zum Speisen der Dampfkessel verwendet, soweit sie hier nicht in neuerer Zeit durch den Giffard'schen Injector ersetzt sind, auch bedient man sich der Dampfpumpen vielfach zur Beschaffung des Wassers in technischen Werken und öffentlichen Gebäuden, wo sie das Wasser in ein hochgelegenes Reservoir schaffen, das für die Anwendung von Centrifugalpumpen zu hoch liegt. Auch Dampffeuerspritzen werden fast immer als direct wirkende Dampfpumpen ausgeführt, wie in §. 149 an einem Beispiele gezeigt wurde. Die in neuerer Zeit vielfach in Anwendung gekommenen unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen gehören meist zu den direct wirkenden Dampfpumpen. In fast allen den letztgedachten Fällen sind die Pumpen doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen; nur die Kesselspeisepumpen pflegt man wegen des verhältnißmäßig kleinen Förderquantums meistens einfachwirkend zu construiren und mit massivem oder Plungerkolben nach Art der Fig. 612 zu versehen. Der Dampfcylinder ist aber auch in diesem letzteren Falle immer doppeltwirkend, nur pflegt man die wirksamen Kolbenflächen durch Anwendung einer entsprechend dicken Kolbenstange von wesentlich verschiedener Größe zu machen, entsprechend den verschieden großen Widerständen, welche der Pumpenkolben beim Hingange und beim Rückgange findet. Zur vollständigeren Ausgleichung der Bewegung ordnet man auch noch eine rotirende, mit einem Schwungrade versehene Welle an, welche dann auch den Excenter zur Bewegung des Dampfschiebers erhält. Die doppeltwirkenden Pumpen führt man ebenfalls in der Regel mit einer derartigen Schwungradwelle (Hülfsrotation) aus, doch baut man neuerdings auch vielfach solche Pumpen ohne rotirende Bewegung.

Fig. 676.



Von der Einrichtung einer einfachwirkenden Dampfpumpe erhält man durch Fig. 676 eine Anschauung; der Dampfkolben A ist hier mit dem Pumpenkolben D durch eine Stange verbunden, welche in der Mitte zu der Schleife E ausgebildet ist, in deren Schlitze das Gleitlager C des Kurbelzapfens einer Kurbel der Hülfswelle H sich verschiebt. Dieses in III, 1 näher untersuchte und mit dem Namen der Schleifenkurbel bezeichnete Getriebe giebt zwar größere Widerstände, als das gewöhnliche Kurbelgetriebe; da es hierbei aber hauptsächlich auf Einfachheit der Construction ankommt, auch auf die Schwungradwelle nur die geringen

Kräfte übertragen werden, welche aus der Ungleichheit der Kolbendrucke hervorgehen, so wird diese Construction, die man bei größeren Maschinen nicht wählen würde, für die kleineren Dampfpumpen häufig angewendet.

Als Druckhöhe hat man bei dieser Pumpe, wenn sie einen Kessel speisen soll, dessen Dampfüberdruck n Atmosphären beträgt, und dessen Wasserspiegel um h_2 über dem Pumpencylinder liegt, die Höhe $h_2 + nb = h_2 + 10{,}34\,n$ m einzuführen, und daher verhalten sich die Widerstandshöhen des Kolbens beim Aufgange und Niedergange, abgesehen von den Reibungen, wie $h_1 : h_2 + nb$, wenn h_1 die Saughöhe bedeutet. Soll daher eine möglichste Ausgleichung zwischen dem Dampfdrucke und dem Pumpenwiderstande stattfinden, so hat man die dem Dampfe ausgesetzten Druckflächen in demselben Verhältnisse auszuführen, d. h. man hat

$$\frac{h_1}{h_2 + nb} = \frac{F - f}{F} = \frac{D^2 - d^2}{D_2}$$

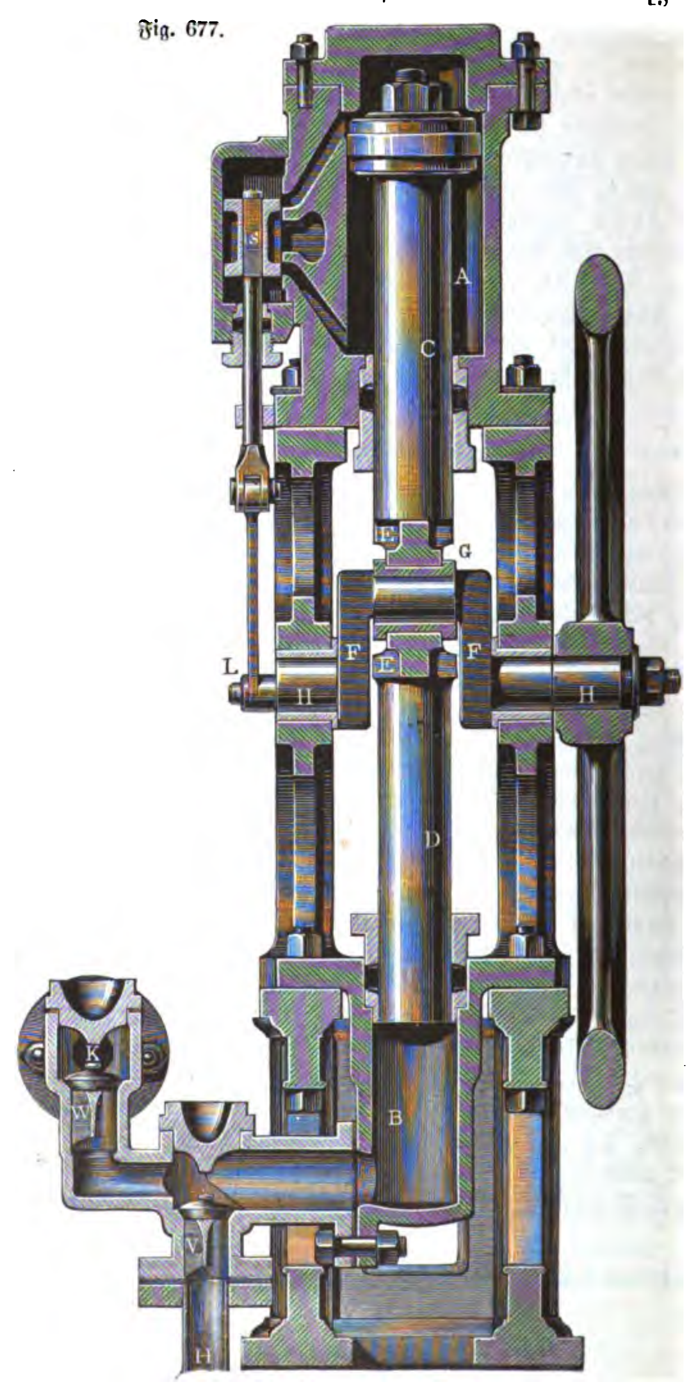
zu machen, wenn F den Querschnitt des Dampfkolbens A vom Durchmesser D und f denjenigen der Kolbenstange C vom Durchmesser d bedeutet. Wegen der geringen Größe des Saugwiderstandes im Vergleiche mit dem Druckwiderstande würde man jedoch bei Kesselspeisepumpen meistens unverhältnißmäßig dicke Kolbenstangen erhalten. Man macht daher häufig unter Vernachlässigung jener Bedingung die Kolbenstange dünner und überläßt dem Schwungrade die Ausgleichung der hieraus folgenden Ungleichförmigkeiten. Auch ist zu berücksichtigen, daß eine Speisung des Kessels noch möglich sein muß, auch wenn die Dampfspannung sehr bedeutend unter das gewöhnliche Maß herabgegangen ist, so daß aus diesem Grunde die Dicke der Kolbenstange eine gewisse Größe nicht überschreiten darf, damit die übrigbleibende ringförmige Kolbenfläche noch genügend groß für das Ansaugen des Wassers bleibt.

Derartige Dampfpumpen läßt man meistens sehr viele Spiele (bis 100 und darüber in der Minute) machen, und es stellt sich daher, wenn die Saughöhe nicht ganz unbeträchtlich ist, nach dem in §. 142 Angeführten die Nothwendigkeit eines Saugwindkessels heraus. Bei Kesselspeisepumpen ist die Saughöhe oft nur unerheblich, häufig sogar Null oder gar negativ, in welchem Falle das Speisewasser der Pumpe von selbst zufließt.

In Fig. 677 (a. f. S.) ist eine stehende Dampfpumpe dieser Art*) im Durchschnitte gezeichnet, welcher nach dem Vorhergegangenen ohne Weiteres deutlich sein wird. Der Plunger D ist mit der Kolbenstange C durch die Schleife E vereinigt, welche in ihrem Schlitze das Gleitlager G für den Kropf der Schwungradwelle H aufnimmt, deren excentrisch gestellter Zapfen L die Bewegung des

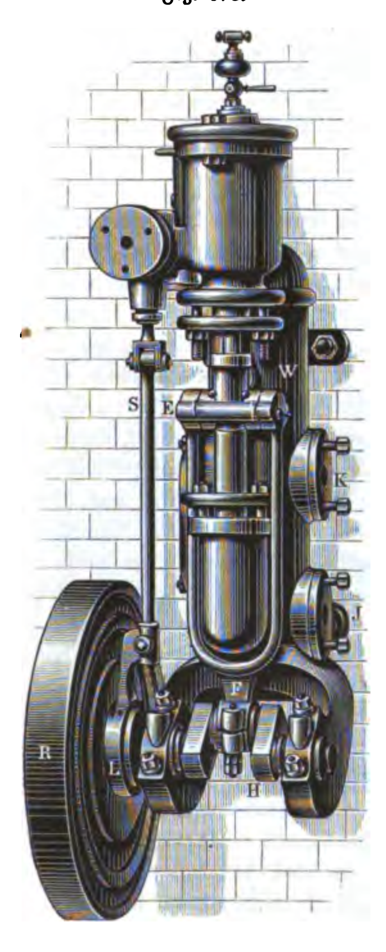
*) Wiebe's Skizzenbuch, Heft 1.

Fig. 677.



Dampfvertheilungsschiebers S übernimmt. Der Durchmesser des Dampfkolbens beträgt hier 105 mm, der Kolbenstange 65 mm, des Plungers 59 mm und der Hub ist zu 144 mm gewählt, so daß das Verhältniß der Kolbenflächen $\frac{F-f}{F} = 0{,}62$ und das vom Pumpenkolben durchlaufene Volumen $\frac{\pi\ 0{,}59^2}{4}\ 1{,}44 = 0{,}394$ l beträgt.

Fig. 678.



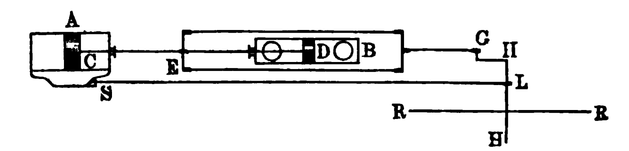
Bei der durch Fig. 678 dargestellten, von den Fabrikanten Weise u. Monski in Halle ausgeführten Dampfpumpe, welche an der Wand befestigt wird, ist die Schleife durch die an dem Querbolzen E angreifende gabelförmige Lenkerstange EF ersetzt, welche in ersichtlicher Weise die gekröpfte Hülfswelle H des Schwungrades R umdreht. Die Bewegung der Schieberstange S durch den Excenter L ist aus der Zeichnung deutlich, ebenso wie die Anbringung des Saugrohres J und des Steigrohres K an dem mit dem Windkessel W versehenen Pumpengehäuse.

Die Einrichtung einer doppeltwirkenden Dampfpumpe ist aus der Skizze Fig. 679 (a. f. S.) ersichtlich, worin A den Dampfcylinder und B das mit vier Ventilen versehene Pumpengehäuse bedeutet. Die gemeinsame Kolbenstange CD trägt hierbei zwischen den beiden Cylindern eine Traverse E, von welcher die Kurbelwelle H ihre Umdrehung mittelst der gegabelten Lenkerstange EG erhält. Diese Welle ist hier ebenfalls nur eine Hülfswelle zur Aufnahme des Schwungrades R und der excentrischen Scheibe L, von welcher die Bewegung des Dampfvertheilungsschiebers S bewirkt wird.

In neuerer Zeit hat man derartige doppeltwirkende Pumpen vielfach ohne Hülfsrotation ausgeführt und namentlich als unterirdische Wasserhaltungsmaschinen angewendet, derart nämlich, daß man die Maschine im Schacht-

tiefsten, nur einige Meter über dem Pumpensumpfe, aufstellt, und das angesaugte Wasser in einer Tour bis zu Tage drückt. Die Bewegung des

Fig. 679.



Dampfvertheilungsschiebers kann hierbei in verschiedener Art erfolgen. Entweder man gestaltet den Vertheilungsschieber beiderseits zu kleinen Kolben, und leitet durch passend angeordnete Canäle abwechselnd Dampf auf die eine oder andere Seite des Schiebers*), so daß der letztere durch den Dampfdruck auf diese Steuerkolben entsprechend bewegt wird, oder man bewegt den Schieber durch das Anstoßen eines auf der gemeinsamen Kolbenstange befindlichen Arms gegen Knaggen auf der Schieberstange. Diese letztere Einrichtung ist bei der durch Fig. 680 dargestellten Pumpe gewählt, welche von der Maschinenfabrik der Gebrüder Decker in Cannstadt auf der Melchiorgrube in Schlesien **) zur Bewältigung einer Niveaudifferenz von 100 m aufgestellt worden ist. Auch hier sind die beiden in dem Dampfcylinder A und dem doppeltwirkenden Pumpencylinder beweglichen Kolben durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange verbunden, auf welcher der Arm C befestigt ist, welcher bei seiner hin- und hergehenden Bewegung abwechselnd gegen die Knaggen D und E stößt. Hierdurch verschiebt die Schieberstange G den in dem Schieberkasten S befindlichen Steuerungsschieber in solcher Art, daß der durch a_1 eintretende Dampf auf die entgegengesetzte Kolbenseite tritt, während der gebrauchte Dampf durch a_2 entweicht. Durch die Verstellung der Knaggen D und E auf der Schieberstange G läßt sich der Hub der Kolben reguliren. Die ganze Maschine ist, um einem etwaigen Ersaufen vorzubeugen, in einer Höhe von 5,65 m über dem Sumpfe aufgestellt, aus welchem das Wasser durch das Rohr b_1 angesaugt wird, während es durch das Steigrohr b_2 bis zu der 100 m über dem Sumpfe gelegenen Abhubrösche gedrückt wird.

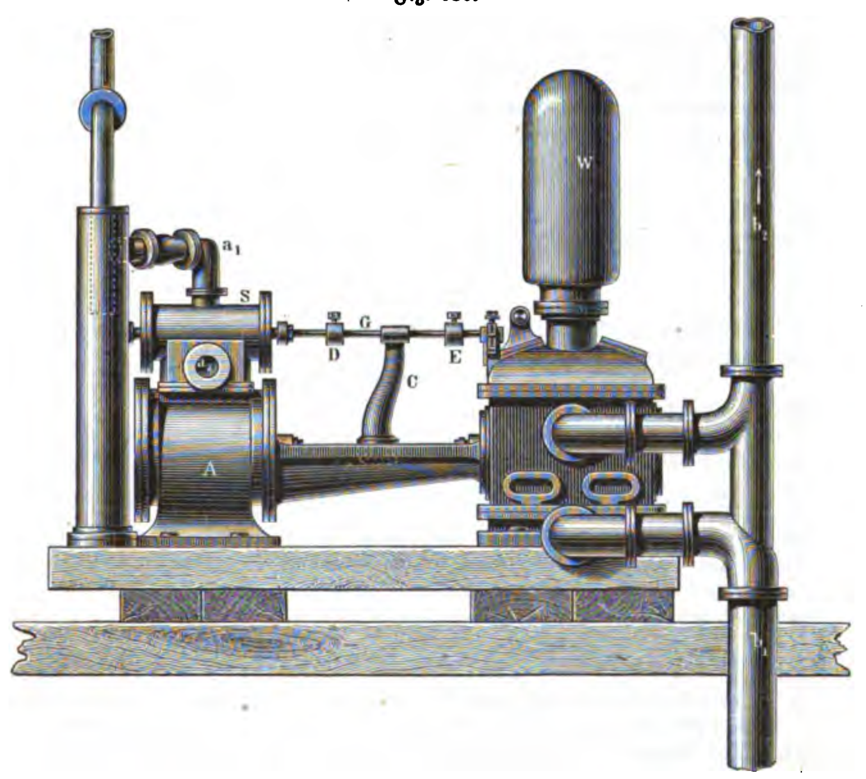
Die Pumpe hat bei 0,275 m Durchmesser des Pumpencylinders und 0,550 m des Dampfkolbens einen Hub von 0,435 m Länge. Sie arbeitet durchschnittlich mit 40 bis 50 einfachen Hüben pro Minute, und ergab nach den angestellten Messungen ein effectives Wasserquantum von 0,89 bis 0,91 oder rund 0,9 des

*) S. die Pumpe von Maxwell. Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 196, sowie die Pumpe von Tangye Brothers in Rühlmann's Allg. Maschinenlehre Bd. 4, S. 693.

**) S. Ztschr. deutsch. Ing. 1872, S. 545.

theoretischen. Die mechanische Leistung der Pumpe bezifferte sich bei 4,2 Atmosphären Ueberdruck des Dampfkessels zu 1 306 995 mkg pro 1 Ctr. Kohlen. Der Dampf wird diesen Pumpen von den über Tage aufgestellten Kesseln durch eine Röhrenleitung zugeführt, und der abgehende Dampf durch ein besonderes Rohr aus dem Schachte geleitet, auch kann dieser Dampf zur Ventilation des Wetterschachtes benutzt werden. Man hat diese Pumpen neuerdings auch

Fig. 680.



dadurch mit einer einfachen Condensation versehen, daß man den abgehenden Dampf aus dem Rohre a_2 direct nach dem Saugrohre b_1 der Pumpe leitet, so daß das condensirte Wasser gleichzeitig mit dem geförderten Wasser durch das Druckrohr b_2 ausgetragen wird. Neben dem durch die Condensation erzielten Kraftgewinne wird hierdurch der Wegfall der umständlichen Rohrleitung für die Abführung der gebrauchten Dämpfe ermöglicht.

Solche unterirdische Wasserhaltungsmaschinen, auch solche mit Hülfsrotation, sind in neuerer Zeit mehr und mehr in Aufnahme gekommen, da

bei ihrer Verwendung das schwere, viel Raum im Schachte für sich beanspruchende Gestänge wegfällt, mit welchem Vortheile allerdings die Nachtheile verbunden sind, welche durch die Abkühlung des Dampfes in der langen Dampfzuleitung veranlaßt werden. Der Vorschlag, zur Vermeidung dieses Uebelstandes die Dampfkessel ebenfalls unter Tage aufzustellen, scheint jedoch nur wenig in Anwendung gekommen zu sein.

Beispiele. 1) Eine doppeltwirkende Dampfpumpe soll in jeder Minute 1 cbm Wasser aus einem 6 m tiefen Brunnen saugen und in ein 20 m über der Pumpe gelegenes Reservoir drücken. Die Verhältnisse sind unter Annahme einer durchschnittlichen Kolbengeschwindigkeit von 0,6 m zu ermitteln.

Setzt man das effective Wasserquantum gleich 0,80 des theoretischen voraus, so erhält man obigen Erfordernissen entsprechend den Querschnitt F des Pumpenkolbens aus

$$0{,}8 \,.\, F \,.\, 60 \,.\, 0{,}6 = 1 \text{ zu } F = 0{,}0347 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser gehört von $D = 0{,}210$ m. Soll die Pumpe pro Minute nicht mehr als 36 Doppelhübe machen, so folgt die Länge l eines Hubes zu

$$l = \frac{60 \,.\, 0{,}6}{2 \,.\, 36} = 0{,}5 \text{ m}.$$

Für die Röhren eine Durchflußgeschwindigkeit von 1 m angenommen, erhält man den Röhrenquerschnitt

$$f = 0{,}6\, F = 0{,}0208 \text{ qm},$$

oder den Durchmesser $d = 0{,}163$ m.

Es beträgt ferner die totale Dampfspannung im Kessel 5 Atmosphären und man nehme die Spannung im Dampfcylinder zu $^3/_4$ der Kesselspannung, also zu $\frac{15}{4} = 3{,}75$ Atmosphären an, während der Druck auf die Rückfläche des Kolbens bei nicht vorhandener Condensation etwa gleich 1,15 Atmosphären vorausgesetzt werden kann. Setzt man nun einen Wirkungsgrad der Pumpe von 0,75 und einen solchen für die Dampfmaschine von $^2/_3$ voraus, so ergiebt sich der Querschnitt F_1 des Dampfkolbens durch

$$\frac{2}{3}\, F_1\, (3{,}75 - 1{,}15)\; 10\,334 \,.\, 0{,}6 = \frac{1000\,(6 + 20)}{0{,}75 \,.\, 60}$$

zu $F_1 = 0{,}0538$ qm oder der Durchmesser des Dampfkolbens $D_1 = 0{,}262$ m.

2) Eine einfachwirkende Dampfpumpe soll pro Minute 50 l Wasser aus einem 5 m tiefen Brunnen in einen Dampfkessel speisen. Wie groß muß der Querschnitt des Pumpenkolbens sein, wenn die Geschwindigkeit desselben 0,4 m nicht übersteigen soll, und welche Größe hat der Dampfkolben zu erhalten, wenn die Speisung noch möglich sein soll, sobald die Dampfspannung bis auf eine Atmosphäre Ueberdruck herabgesunken ist.

Nimmt man das effective Wasserquantum gleich 0,80 des theoretischen an, so ergiebt sich der Querschnitt des Plungerkolbens der Pumpe aus

$$\frac{0{,}80\, F \,.\, 0{,}4}{2} = \frac{0{,}050}{60} \text{ zu } F = 0{,}0052 \text{ qm}$$

oder der Durchmesser zu $D = 0{,}081$ m. Wenn der Hub s der Pumpe zu 0,150 m angenommen wird, so ergiebt sich die Anzahl der Umdrehungen der Schwungradwelle pro Minute zu

$$n = \frac{60 \,.\, 0,4}{2 \,.\, 0,15} = 80.$$

Wenn die Widerstände des Wassers in den Röhren und Ventilen sowie die Kolbenreibung der Pumpe mit 25 Proc. der Nutzarbeit veranschlagt werden, so beträgt die zu einem Doppelhube des Pumpenkolbens erforderliche mechanische Arbeit bei einem Ueberdrucke des Dampfes von 1 Atmosphäre gleich 10,334 m Wassersäule

$$A = 1{,}25\ F\ (5 + 10{,}334)\ 1000 \,.\, 0{,}150 = 2875\ F = 14{,}95 = 15\ \text{mkg}.$$

Setzt man nun voraus, daß die Kolbenstange des Dampfkolbens denselben Querschnitt 0,0052 qm wie der Plungerkolben hat, und ist F_1 der Querschnitt des Dampfkolbens, p die Spannung des Dampfes hinter und p_0 die Gegendruckspannung vor dem Kolben, so ist die theoretische Arbeit des Dampfkolbens während eines Doppelhubes offenbar durch

$$[F_1 p - (F_1 - F)\ p_0 + (F_1 - F)\ p - F_1 p_0]\ s = (2 F_1 - F)\ (p - p_0)\ s$$

ausgedrückt.

Nimmt man bei der Kleinheit der Dampfmaschine einen Wirkungsgrad von nur 0,60 an, so hat man zur Bestimmung von F_1 die Gleichung

$$0{,}60\ (2 F_1 - F)\ (p - p_0)\ 15 = A$$

zu setzen. Setzt man hierin den Gegendruck $p_0 = 1{,}1 \,.\, 10\,334$ kg und p gleich 80 Proc. der Kesselspannung, also gleich $0{,}80 \,.\, 2 \,.\, 10\,334$ kg, so erhält man mit den berechneten Werthen von $F = 0{,}0052$, $A = 15$ und mit $s = 0{,}15$:

$$0{,}60\ (2 F_1 - 0{,}0052)\ (1{,}6 - 1{,}1)\ 10334 \,.\, 0{,}15 = 15$$

oder

$$930\ F_1 = 15 + 2{,}418 = 17{,}418,$$

daher $F_1 = 0{,}0187$ qm, wozu ein Durchmesser des Dampfkolbens von $D_1 = 0{,}154$ m gehört.

Daß bei einer größeren Dampfspannung die Speisung jedenfalls möglich ist, erkennt man leicht. Hat etwa der Dampf im Kessel 5 Atmosphären Ueberdruck, so bestimmt sich die für ein Kolbenspiel erforderliche Arbeit zu

$$A = 1{,}25 \,.\, 0{,}0052\ (5 + 5 \,.\, 10{,}334)\ 1000 \,.\, 0{,}150 = 55{,}3\ \text{mkg},$$

wovon der Betrag

$$A_1 = \frac{5}{56{,}76}\ A = 4{,}7\ \text{mkg}$$

für die Saugwirkung beim Kolbenaufgange und

$$A_2 = \frac{51{,}67}{56{,}67}\ A = 50{,}6$$

für den Kolbenniedergang zu rechnen ist. Die in dem Dampfcylinder jetzt erforderliche Dampfspannung p folgt nunmehr aus

$$55{,}3 = 0{,}6\ (2 F_1 - F)\ (p - 1{,}1 \,.\, 10334)\ 0{,}150 =$$
$$0{,}09\ (2 \,.\, 0{,}0187 - 0{,}0052)\ (p - 11\,367)$$

zu

$$p = \frac{55{,}3}{0{,}0029} + 11\,367 = 30\,436\ \text{kg},$$

also noch nicht drei Atmosphären. Beim Aufgange des Kolbens verrichtet der Dampf die Arbeit

$$A' = 0,6\ [(F_1 - F)\ p - F_1 p_0]\ 0,150 =$$
$$0,6\ [(0,018 - 0,052)\ 30\,436 - 0,0187\ .\ 11\,367]\ 0,15 = 17,85\,\mathrm{mkg},$$

während dem Niedergange die Arbeit

$$A'' = 0,6\ [F_1 p - (F_1 - F)\ p_0]\ 0,15 =$$
$$0,6\ [0,0187\ .\ 30\,436 - (0,0187 - 0,0052)\ 11\,367]\ 0,15 = 37,45\,\mathrm{mkg}$$

entspricht. Daher wird während jedes Kolbenaufganges die mechanische Arbeit

$$A' - A_1 = 17,85 - 4,7 - 13,15\,\mathrm{mkg}$$

auf die Beschleunigung des Schwungrades verwendet, und bei dem Kolbenniedergange wird derselbe Betrag

$$A_2 - A'' = 50,6 - 37,45 = 13,15\,\mathrm{mkg}$$

wieder von dem Schwungrade ausgegeben. Hiernach läßt sich nach dem in Thl. III, 1. Cap. 9 Gesagten die Größe des Schwungrades für einen verlangten Gleichförmigkeitsgrad ermitteln.

§. 156. Cornische Wasserhaltungsmaschinen. Das Charakteristische aller Wasserhaltungsmaschinen, sofern sie nicht, wie im vorhergehenden Paragraph angegeben, unterirdisch im Schachte aufgestellt werden, besteht in dem Vorhandensein des Gestänges, welches, von dem Dampfkolben direct oder indirect, d. h. durch einen Balancier, in Bewegung gesetzt, die Kolben der einzelnen Pumpensätze in der schon in den §§. 152 u. f. angegebenen Weise bewegt.

Die directwirkenden Maschinen, bei denen das Gestänge unmittelbar mit dem Dampfkolben in Verbindung steht, sind zwar die einfachsten und mit den geringsten Kosten erstellbaren, und lassen größere Geschwindigkeiten zu, als die Balanciermaschinen; doch kann man die letztere Construction nicht wohl umgehen, wenn der Raum über dem Schachte frei bleiben muß und der Dampfcylinder daselbst nicht aufgestellt werden kann. Deshalb sind denn auch die ältesten Wasserhaltungsmaschinen indirect wirkende gewesen. Einen besonderen Vortheil gewährt die Anordnung des Balanciers noch dadurch, daß man bei ungleicher Länge der Balancierarme die Hublänge und daher die Geschwindigkeit des Dampfkolbens größer wählen kann, als die des Pumpenkolbens, und man giebt aus diesem Grunde sehr häufig dem Lastarme, an welchem das Gestänge hängt, nur eine Länge gleich $^3/_4$ bis $^4/_5$ von derjenigen des Kraftarmes, an welchem der Dampfkolben angreift.

Bei den einfachwirkenden Maschinen wirkt der Dampf nur auf die eine Seite des Kolbens, wodurch das schwere Gestänge gehoben wird, während der Rückgang durch das Eigengewicht des Gestänges erfolgt, welches durch sein Niedersinken das Wasser in dem Steigrohre emporbrückt. Daraus ergiebt sich von selbst, daß bei den directwirkenden Maschinen der Dampf gegen die untere Fläche des Kolbens, bei den Balanciermaschinen dagegen auf die obere Kolbenfläche drückt. Da das Eigengewicht des schweren Gestänges in tiefen Schächten oftmals viel größer ausfällt, als zur Ueberwin=

dung des Pumpenwiderstandes erforderlich ist, so pflegt man vielfach das Uebergewicht des Gestänges durch Gegengewichte abzubalanciren, worüber in Thl. III, 1. Cap. 9 ein Näheres angegeben worden ist.

Die Balanciermaschinen sind entweder Watt'sche oder Cornwaller Dampfmaschinen. Der Hauptunterschied zwischen beiden besteht darin, daß jene mit niederem Dampfdrucke von 1,1 Atmosphären, diese mit höherem Dampfdrucke bis zu 5 Atmosphären arbeiten. Uebrigens gehören beide Systeme zu den Condensations- und Expansionsmaschinen, nur wendet man bei den Cornwaller Maschinen viel höhere Expansion an als bei der Watt'schen, bei ersteren hat man acht- bis zwölffach expandirt, bei den Watt'schen Maschinen dagegen in der Regel keine höhere als etwa dreifache Expansion zur Verwendung gebracht. Aus diesem Grunde ist denn auch der Steinkohlenverbrauch bei diesen Maschinen ein sehr verschiedener. Während die höchste Leistung der Watt'schen Maschinen zu 27 500 000 Fußpfund *) per 1 Bushel New-Castle-Steinkohlen à 42,638 kg, also zu 89167 mkg **) für jedes Kilogramm Steinkohlen angegeben wird, erzielte man mit den besten Cornwaller Maschinen eine durchschnittliche Leistung von 60 Millionen Fußpfund mit derselbeu Kohlenmenge von 42,638 kg, also mit jedem Kilogramm Steinkohlen eine mechanische Arbeit von 194 547 mkg; welches Resultat einer stündlichen Brennmaterialmenge von nur 1,39 kg Steinkohlen pro Pferdekraft entspricht. Nach neueren Angaben kann man für die gewöhnlichen Cornwaller Dampfmaschinen, welche bei 2,5 bis 3 m Hub und 1,5 bs 2,5 m Cylinderdurchmesser etwa 6 bis 10 Spiele in der Minute machen, circa 2 kg Steinkohlenverbrauch pro Stunde und Pferdekraft annehmen.

Zwei große Cornwaller Wasserhaltungsmaschinen aus der rühmlichst bekannten Maschinenbauwerkstatt in Seraing arbeiten in Bleiberg bei Aachen ***). Jede dieser Maschinen hat bei 2,67 m Durchmesser 3,66 m Hub, während der Pumpenkolben 1m Durchmesser und 2,86 m Hub hat. Das Arbeitsvermögen jeder Maschine beträgt bei sieben Spielen pro Minute, wenn sie ohne Expansion arbeitet, 700 bis 800 Pferdekräfte, während sie bei fünffacher Expansion 234 Pferdekräfte äußert, wobei sie nach gründlich angestellten Versuchen pro Stunde und Pferdekraft nur 1,45 kg Kohlen verbraucht, gegen 4 bis 5 kg, welche die gewöhnlichen belgischen Maschinen erfordern.

Hinsichtlich der Condensation in diesen einfachwirkenden Maschinen, deren Ventilsteuerung mit Hülfe von Katarakten behufs Erzielung von Stillstands-

---

*) S. Kley, Die Woolf'schen Wasserhaltungsmaschinen, woselbst ausführliche Angaben über die Leistungen der Cornwaller Maschinen gemacht sind.

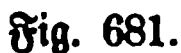
**) 1 Million engl. Fußpfunde auf 1 Bushel Kohlen = 3242,45 mkg auf 1 kg.

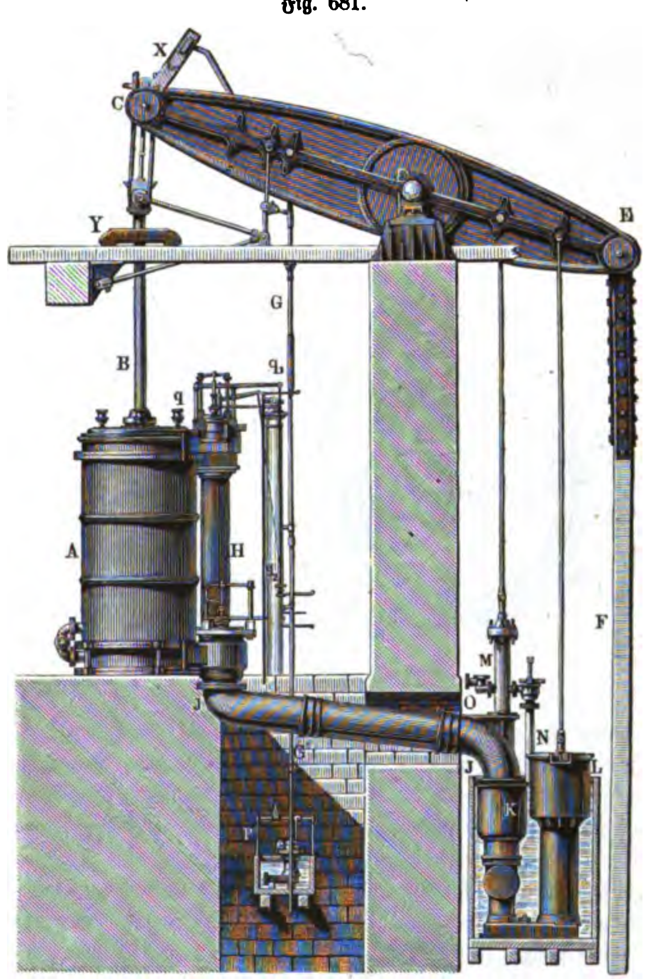
***) Armengaud, Publication industrielle, T. 4, und John Cockerill's Portefeuille.

pausen zwischen den einzelnen Spielen aus Thl. II. bekannt ist, möge hier nur bemerkt werden, daß der Dampf, nachdem er den Kolben vorwärts getrieben hat, nicht direct in den Condensator geführt wird, sondern Gelegenheit findet, auf die Rückfläche des Kolbens zu treten, sobald ein Ventil (das Gleichgewichtsventil) eröffnet wird, welches eine Communication zwischen den Cylinderräumen zu beiden Seiten des Kolbens vermittelt. In Folge dessen wirkt alsdann der Dampf mit gleichem Drucke auf beide Seiten des Kolbens, welcher unter Einfluß des Gestänggewichtes seinen Rücklauf vollführt, hierbei den Dampf von der Vorderfläche des Kolbens nach dessen Rückfläche verdrängend. Wird nun nach Ablauf der erwähnten Pause und nachdem das gedachte Gleichgewichtsventil wieder geschlossen ist, einerseits das Dampfeintrittsventil von Neuem geöffnet und andererseits durch das Austrittsventil eine Verbindung des Cylinders mit dem Condensator hergestellt, so wirkt der Dampf auf die Vorderfläche des Kolbens mit seinem ganzen Ueberdrucke über die geringe Spannung des Condensators treibend auf den Kolben. Von der bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen gebräuchlichen Anordnung, den Dampf direct, nachdem er gewirkt hat, in den Condensator zu führen, um den Rückgang des Kolbens durch das Vacuum des Condensators zu befördern, ist man bald zurückgekommen, da das Gestänge an sich schwer genug ist, und da bei einer solchen Anordnung die Condensation nur durch Anbringung eines entsprechend größeren Gegengewichts nutzbringend gemacht werden könnte.

Obgleich im zweiten Bande bereits der allgemeine Bewegungs- und Steuerungsmechanismus einer einfachwirkenden Wasserhebungsdampfmaschine beschrieben und durch Abbildungen illustrirt wird, so möchte doch die folgende, mehr das Ganze einer solchen Maschine umfassende Darstellung einer Cornwaller Wassermaschine nicht ohne Interesse sein. Fig. 681 giebt die Hauptansicht der Maschine. Man sieht in A den Dampfcylinder, in B die Kolbenstange, in CE den um seine Axe D schwingenden Balancier und in F das am kürzeren Arme des letzteren aufgehangene Pumpengestänge. Die an F angeschlossenen Pumpen sind, mit Ausnahme des untersten oder sogenannten Sumpfsatzes, lauter Drucksätze; es hat daher der Dampf beim Niedergange des Dampfkolbens hauptsächlich nur das Gewicht des Gestänges zu überwinden, und es wird das Wasser durch dieses Gewicht in die Höhe gedrückt, wobei, wie erwähnt, der Dampf, welcher vorher über dem Dampfkolben stand, nun unter denselben zu treten genöthigt wird. Um den Hub der Maschine bei vorkommenden Gestängbrüchen zu begrenzen und das Aufschlagen des Dampfkolbens auf den Boden und Deckel des Dampfcylinders zu verhindern, ist ein starker eiserner Querarm oder sogenanntes Fanghorn X an den Kraftarm des Balanciers befestigt und sind auch von Strecke zu Strecke sogenannte Fangböcke an das Gestänge angeschlossen. Kommt nun ein solcher Gestängbruch vor, so schlägt das Fanghorn des Balanciers

auf gepolsterte Lager wie *Y*, und es setzt sich das losgerissene Gestänge mittelst dieser Fangböcke auf starke Balkenunterlagen auf. An dem Balancier


Fig. 681.



ist auch noch aufgehangen: die Steuerstange *G*, die Kolbenstange der Speisepumpe *M* und die Kolbenstange der Luft- und Warmwasserpumpe *L*.

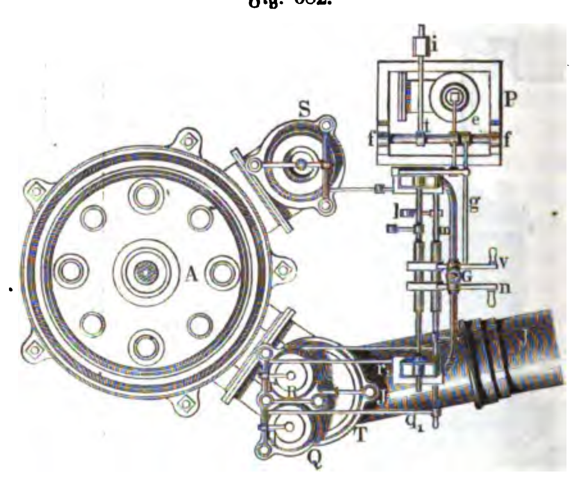
Ferner sieht man in *K* den Condensator, und in *P* den Katarakt, dessen Einrichtung und Wirkungsweise aus Band II. bekannt ist. Zur Steuerung der Maschine dienen vier doppelsitzige Ventile, deren Stellung gegen den

Dampfcylinder A besser aus dem Grundrisse in Fig. 682 zu ersehen ist, und zwar

1. das Regulirventil Q,
2. das Einlaßventil R,
3. das Gleichgewichtsventil S, und
4. das Auslaß- oder Condensatorventil T.

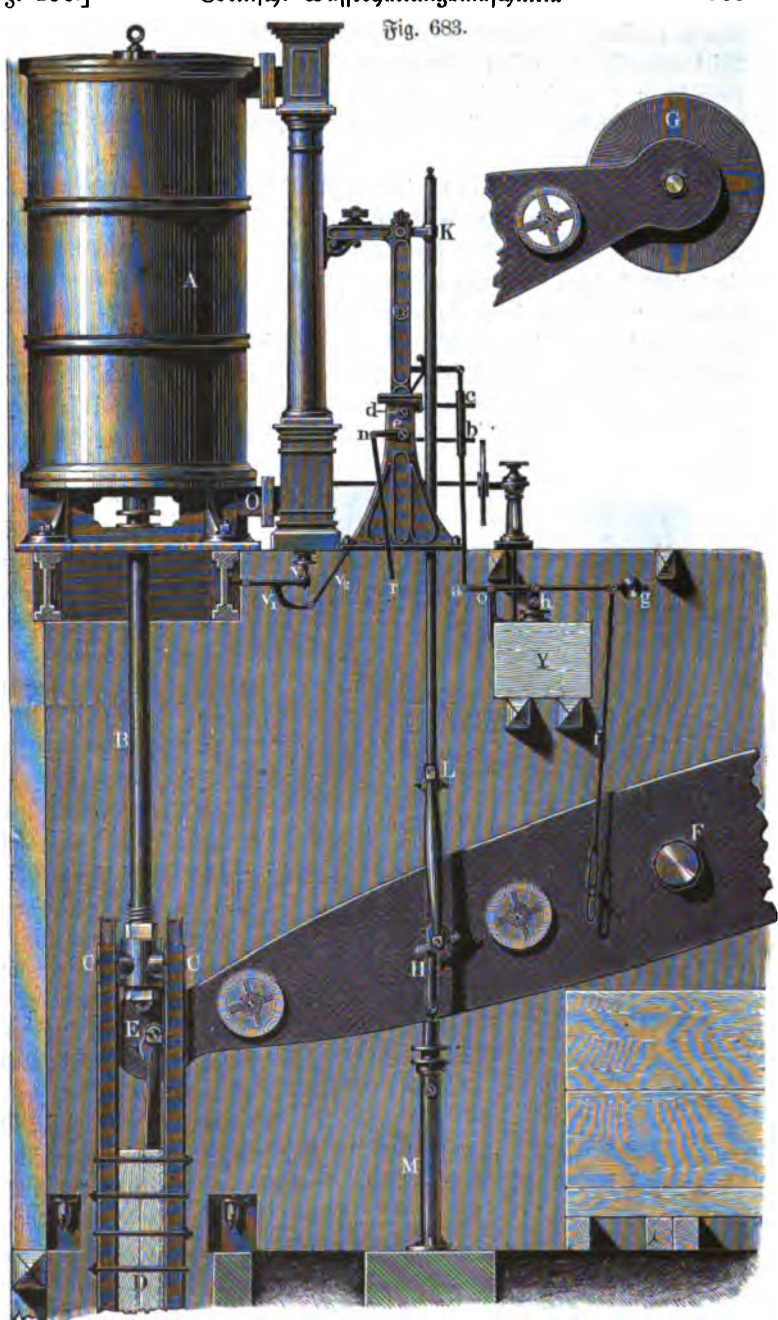
Das Regulirungsventil Q, welchem der Dampf von unten zugeführt wird, ist an dem Hebel $q q_1$ aufgehangen und läßt sich mittelst der Stange q_2, an deren Ende ein Schraubenmechanismus angebracht ist, dem Dampfbedarf

Fig. 682.



entsprechend einstellen. Durch dieses Ventil tritt der Dampf in das benachbarte Einlaßventil R, welches an einem anderen Hebel $r r_1$ aufgehangen ist, und nach der Eröffnung dieses Ventils durch ein fallendes Gewicht tritt der Dampf oben in den Dampfcylinder ein und treibt daselbst den Dampfkolben abwärts. Nachdem dieser einen Theil seines ganzen Weges zurückgelegt hat, wird dieses Ventil geschlossen, und es legt nun der Kolben den übrigen Theil des Weges vermöge der Expansion des Dampfes zurück. Am Ende des Kolbenniederganges eröffnet sich das Gleichgewichtsventil S, wodurch mittelst der senkrecht stehenden Röhre H eine Communication zwischen dem oberen und unteren Theile des Dampfcylinders hergestellt wird; es steigt nun in Folge des Gestänggewichtes der Dampfkolben wieder empor, und treibt dabei den vorher in Thätigkeit gewesenen Dampf unter den Kolben. Zuletzt eröffnet sich durch Niederfallen eines Gewichtes das Auslaßventil T, so daß nun der unter dem Kolben befindliche Dampf mittelst des Austragrohres JJ in den Condensator K treten kann. Wird dann das Einlaßventil von

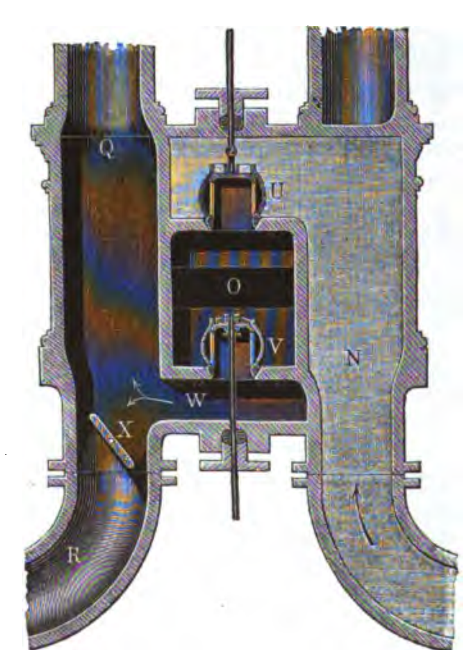
Fig. 683.



Neuem eröffnet, so beginnt ein neues Spiel. Die nähere Einrichtung und Wirkungsweise der äußeren Steuerung mittelst Hebel, Stangen, Knaggen, Gewichte u. s. w., sowie die des Katarakts ist theils aus dem in Band II. Mitgetheilten bekannt und findet theils im Folgenden specielle Erläuterungen und Ergänzungen.

Die Balanciermaschinen erfordern eine sehr sorgfältige Fundirung des Cylinders, welcher durch den Dampfdruck gegen den Deckel nach oben gedrückt wird, und gestatten wegen der beträchtlichen Masse des schwingenden Balanciers nicht so schnellen Gang als die directwirkenden Maschinen, welche deswegen und wegen ihrer einfacheren Einrichtung mit Vortheil da angewendet werden, wo die räumlichen Verhältnisse eine Aufstellung des Dampfcylinders direct über dem Schachte gestatten. Durch die folgende Beschreibung und mit Hülfe der beistehenden Abbildungen einer directwirkenden Wasserhebungsdampfmaschine der Kohlengrube Laumonier bei Lüttich*) wird man sich ein deutliches Bild von der Einrichtung, Wirkung u. s. w. der directwirkenden Wasserhebungsdampfmaschinen überhaupt machen können.

Fig. 684.



Zunächst stellt Fig. 683 die Seitenansicht der gedachten Maschine dar. Der Dampfcylinder A ruht auf gußeisernen Trägern, zwischen welchen die Kolbenstange B hindurchgeht. Letztere ist mittelst eines um die Axe CC drehbaren Gelenkes mit dem den Kopf des Schachtgestänges bildenden Laschenschloß CDC verbunden, und an diesen ist wieder mittelst eines Lenkarmes DE ein in F unterstützter Gegengewichtsbalancier EFG angeschlossen. Dieser Balancier ist mit einer zur Aus-

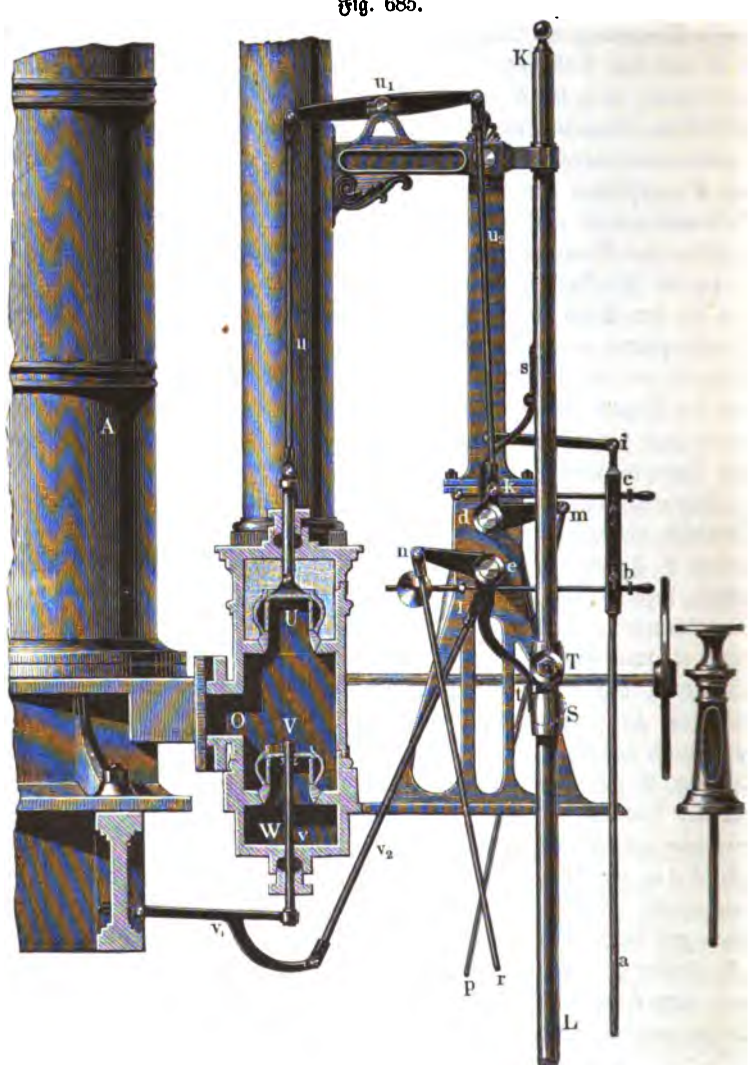
*) S. Bulletin de la Société de l'industrie minérale, Tome 1, Saint-Etienne 1855 et 1856.

gleichung des Gestänggewichtes nöthigen Anzahl gußeiserner Teller G belastet, und setzt mittelst eines Lenkarmes HL die Steuerstange KL in Bewegung, an welcher zugleich der Kolben der Speisepumpe M sitzt. Die innere Steuerung der Maschine mittelst zweier doppelsitzigen Ventile U und V ist aus dem senkrechten Querdurchschnitte der Dampfkammer in Fig. 684 zu ersehen. Der bei N aus dem Dampfkessel zugeführte Dampf strömt bei geöffnetem Einlaßventile U in die Dampfkammer UV und mittelst des Communicationsrohres O von unten in den Dampfcylinder ein und treibt den Dampfkolben mit dem Schachtgestänge empor. Noch während des Kolbenaufganges wird jedoch das Ventil U niedergedrückt, und am Ende desselben das Austritts- und Gleichgewichtsventil V eröffnet, so daß nun der vorher in Wirksamkeit gewesene Dampf aus O zurück, durch V hindurch und in den Raum W treten kann, welcher durch das Rohr Q mit dem Dampfcylinder von oben und durch das mit einem Drosselventil X versehene Rohr R mit der äußeren Luft communicirt. In Folge dessen strömt nicht nur der Dampf, welcher den Dampfcylinder verläßt, durch R aus, sondern erhält auch diesen Cylinder in einer höheren, die Wirkung des neu zutretenden Dampfes befördernden Temperatur.

Das regelrechte Oeffnen und Verschließen der Ventile U und V wird durch Gewichte und mittelst der auf der Steuerstange LK sitzenden Steuerknaggen S und T, Fig. 685 (a. f. S.), durch folgenden Mechanismus und auf folgende Weise hervorgebracht. Das Einlaßventil U ist mittelst der Stange u, des doppelarmigen Hebels u_1 und der Stange u_2 an den Arm dk der Steuerwelle d, sowie das Austrittsventil V mittelst der Stange v, des einarmigen Hebels v_1 und der Stange v_2 an den Arm el der Steuerwelle e angeschlossen; ferner trägt die Welle d einen Steuerhebel s, welcher von der Knagge S empor-, sowie die Welle e einen Steuerhebel t, welcher von der Knagge T niedergedrückt wird, wobei die erste Welle um einen gewissen Winkel linksum und resp. die zweite Welle um einen gewissen Winkel rechtsum gedreht wird. Zwei Gewichte p und r, wovon das eine an einem Arme dm der Welle d und das andere an einem Arme en der Welle e niederzieht, geben diesen Wellen die entgegengesetzten Drehungen. Endlich sitzen auf diesen Steuerwellen noch die in Fig. 686 (a. S. 967) abgebildeten Sperrräder d_1 und e_1, welche von den Sperrklinken wx und yz ergriffen und dadurch an der von den gedachten Gewichten erstrebten Umdrehung verhindert werden. Zur Auslösung dieser Sperrklinken dient der aus Bd. II. bekannte, im Wesentlichen aus einer Druckpumpe bestehende Katarakt Y, Fig. 683. Der um o drehbare, mit der Pumpe h des Katarakts verbundene und durch das Gewicht g belastete Hebel aog wird rechts mittelst der Scheerenstange f vom Gegengewichtsbalancier EFG beim Aufgange des Schachtgestänges aufwärts-, dagegen am Ende des Gestängaufganges vom

Gewichte g niedergedrückt, und die an ihn angeschlossene Stange ac wird hierbei erst abwärts gezogen und dann wieder aufwärts geschoben, wobei

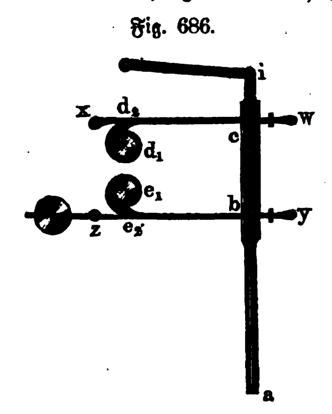
Fig. 685.



mittelst der an dieser Stange sitzenden Bolzen b und c, Fig. 686, die eine oder die andere der Sperrklinken yz und xw aus den Sperrrädern e_1 und d_1 ausgelöst wird. Das Steuerungsspiel geht nun mit Hülfe des Katarakts auf folgende Weise vor sich. Der Dampfkolben und also auch das Schacht-

gestänge stehen unten, und beide Dampfventile seien geschlossen. Das nun niedersinkende Gewicht g des Katarakts schiebt die Stange ac aufwärts, löst am Ende die Sperrklinke xw aus dem Sperrrade d_1 aus, und das an der Steuerwelle d hängende Gewicht p dreht diese Welle rechtsum, und diese eröffnet nun mittelst ihres Armes dk u. s. w. das Admissionsventil U. Nachdem der nun aufsteigende Dampfkolben einen gewissen Theil seines Weges zurückgelegt hat, wird der Steuerhebel s von der Knagge S ergriffen und emporgehoben, wobei sich natürlich das Eintrittsventil U wieder verschließt und die Sperrklinke wx sich wieder in das Sperrrad d_1 einlegt. Während des übrigen Kolbenganges wirkt der Dampf durch Expansion, und der Gegengewichtsbalancier hebt den rechten Arm og des Hebels ag und folglich auch

Fig. 686.



das Gewicht g und den Plunger h empor, wobei natürlich die Stange ac abwärts gezogen wird. Am Ende des Kolbenaufganges rückt daher der Bolzen b die Klinke yz aus dem Sperrrade e_1 aus, es wird nun die Welle e frei und von dem an ihr hängenden Gewichte r linksum gedreht, und hierdurch das an den Arm el dieser Welle angeschlossene Austrittsventil V geöffnet. In Folge dessen geht dann der Dampfkolben sammt dem Gestänge und der Steuerstange LK wieder nieder, und wenn endlich der Steuerhebel t von der Knagge T ergriffen und niedergedrückt, hierdurch das Ventil V wieder geschlossen und die Sperrklinke yz wieder in das Sperrrad e_1 eingerückt ist, hat die Maschine ein Spiel vollendet. Die nun eintretende Pause hängt natürlich davon ab, wieviel Zeit der Plunger h zum Niedergange nöthig hat, und diese Zeit ist wieder von der durch einen Hahn zu stellenden Ausmündung des Plungercylinders abhängig. Vergl. Bd. II.

Vorstehende Maschine, deren Dampfcylinder 1,88 m und deren Pumpe 0,5 m Durchmesser hat, macht bei 3 m Hubhöhe 6 bis 8 Spiele in der Minute.

Woolf'sche Wasserhaltungsmaschinen. Da die Wirkung des Dampfes in den Dampfmaschinen um so vortheilhafter ist, je größer das Expansionsverhältniß gewählt wird, so hat man schon seit Watt die Expansion bei den Wasserhaltungsmaschinen angewendet, und man muß die ökonomische Wirkung der Cornwaller Maschinen hauptsächlich der hohen (bis zwölffachen) Expansion zuschreiben, welche bei diesen Maschinen angewendet §. 157.

wurde, und welche aus den in Thl. II. angegebenen Gründen wegen der hohen Spannung des Kesseldampfes (4 bis 5 Atmosphären) und wegen der vorhandenen Condensation möglich war. Es muß indessen bemerkt werden, daß mit der Anwendung einer starken Expansion bei den Wasserhaltungsmaschinen beträchtliche Nachtheile verbunden sind, welche unter Umständen nicht nur den regelrechten Betrieb der Pumpe zu stören vermögen, sondern auch oft die gänzliche Zerstörung derselben im Gefolge gehabt haben. Diese Nachtheile rühren aus der Veränderlichkeit des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes her, welche mit vergrößerter Expansion zunimmt, und man kann sich davon leicht in folgender Art ein Bild machen. Wenn F den Querschnitt des Dampfkolbens und p den im Cylinder wirksamen Druck des Dampfes pro Flächeneinheit, daher $Fp = P$ die treibende Kraft bedeutet, so wird bei einer Maschine ohne Expansion der gesammte Widerstand W einschließlich aller Reibungen, welcher sich der Bewegung des Gestänges entgegensetzt, ebenso groß sein können. Die Erhebung des Gestänges erfolgt in diesem Falle mit einer nahezu gleichmäßigen Geschwindigkeit, deren absolute Größe man durch Regulirung des Dampfzulaßventils leicht auf ein gewünschtes Maß bringen kann.

Wenn dagegen der Dampfzufluß zum Cylinder abgeschnitten wird, sobald der Kolben einen gewissen Bruchtheil $\frac{1}{\varepsilon} l$ des ganzen Kolbenhubes l durchlaufen hat, so daß also eine ε fache Expansion stattfindet, wird der bis dahin constante Dampfdruck Fp während der Expansion stetig kleiner, bis er am Ende des Kolbenlaufes einen Werth annimmt, welcher unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes zu $P_1 = Fp_1 = F\frac{p}{\varepsilon}$ gefunden wird. Der Widerstand W des Gestänges wird daher jetzt nicht mehr den großen Werth P des ursprünglichen Dampfdruckes, sondern nur eine zwischen dem Anfangswerthe P und dem Endwerthe P_1 gelegene Größe haben können, welche sich ergiebt, wenn man die verrichtete Arbeit dieses Widerstandes Wl der mechanischen Leistung des Dampfes gleichsetzt. Die letztere bestimmt sich bekanntlich, unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes, für das Dampfvolumen $V = F\frac{l}{\varepsilon}$ von der Spannung p und für die Expansion $\varepsilon = \frac{p}{p_1}$ zu

$$Vp\left(1 + ln\frac{p}{p_1}\right) = F\frac{lp}{\varepsilon}(1 + ln\,\varepsilon).$$

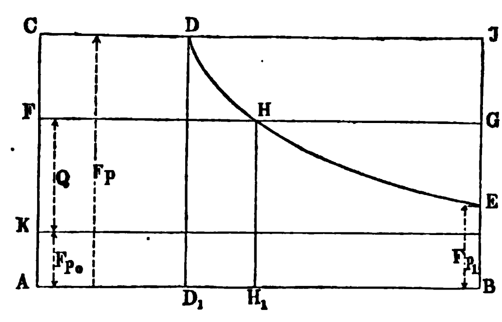
Man erhält daher den gleichmäßigen Widerstand W durch Gleichsetzung beider Ausdrücke

$$Wl = F\frac{lp}{\varepsilon}(1 + ln\,\varepsilon) \text{ zu}$$

$$W = F\frac{p}{\varepsilon}(1 + ln\,\varepsilon) = Fp_1\,(1 + ln\,\varepsilon).$$

Man erlangt hiervon eine deutliche Anschauung durch das bekannte Diagramm, Fig. 687, in welchem über der Basis $AB = l$ in verschiedenen Punkten der Kolbendruck als Ordinate aufgetragen ist. Während dieser Druck von A bis D_1 auf der Länge $\frac{1}{\varepsilon}l$ constant gleich $AC = D_1D = Fp$ ist, sinkt derselbe in B auf den Werth $BE = F\frac{1}{\varepsilon}p = Fp_1$, und man hat in der Fläche $ACDEBA$ bekanntlich ein Maß für die verrichtete Arbeit des Dampfes während eines Kolbenhubes. Trägt man ferner in $AK = Fp_0$ den Rückdruck des Condensators oder bei Nichtcondensationsmaschinen denjenigen der Atmosphäre auf die Kolbenrückfläche auf, und macht KF gleich dem constanten Widerstande Q des Gestänges,

Fig. 687.



so erhält man in dem Rechtecke AG die Größe der von dem Gegendrucke und dem Widerstande consumirten Arbeit. In dem Schnittpunkte H erhält man diejenige Kolbenstellung, in welcher der treibende Dampfdruck gerade bis auf den Betrag der Widerstände (incl. des Gegendruckes) herabgegangen ist, und während daher die durch das Viereck $FCDH$ repräsentirte mechanische Arbeit A auf Beschleunigung der Massen gewirkt hat, muß durch die hinterhalb H stattfindende Verzögerung der Massen eine lebendige Kraft zur Erhebung des Gestänges wieder nutzbar gemacht werden, welche durch das eben so große Flächenstück HGE repräsentirt wird. Man ersieht hieraus, daß das Pumpengestänge, welches seine Bewegung mit Null Geschwindigkeit in A beginnt und in B beendigt, in H seine größte Geschwindigkeit v erlangt hat, welche, weil sie durch die mechanische Arbeit $A = FCDH$ erzeugt worden ist, durch

$$G\frac{v^2}{2g} = A$$

gefunden wird, wenn G das Gewicht des Gestänges incl. der an der Bewegung theilnehmenden und auf die Gestängaxe reducirten Massen, wie Gegengewichte, Contrebalancier ꝛc., bedeutet.

Dieser Ausdruck zeigt nun, daß die maximale Geschwindigkeit v um so größer wird, je kleiner das Gewicht G und je größer der Arbeitsbetrag A ausfällt, welcher letztere offenbar mit zunehmender Expansion größer wird und beim Fortfall der Expansion gänzlich verschwindet. Es geht hieraus hervor, daß ein großes Gewicht G des Gestänges auch einen entsprechend großen Werth von A zuläßt, ohne daß die Geschwindigkeit v eine unzulässig hohe Größe annimmt.

Daraus erklärt sich auch, warum gerade in den tiefen Gruben von Cornwallis, deren Gestänge ganz beträchtliche Gewichte haben, so bedeutende Expansionswirkung möglich war. Wenn man indessen auch bei leichteren Gestängen hohe Expansionen anwenden wollte, so würde die Geschwindigkeit v der Gestängmassen bedenkliche Werthe annehmen, und die gefährlichsten Katastrophen sind in der That durch solche Anordnungen veranlaßt worden, dadurch z. B., daß der Dampfkolben mit großer Gewalt gegen den Cylinderdeckel geschleudert wurde und denselben zertrümmerte. Die Erfahrung hat gezeigt, daß man mit der Geschwindigkeit der Gestänge einen gewissen Werth nicht wohl überschreiten darf, den man zu höchstens 2 m annehmen kann. Legt man für die maximale Geschwindigkeit v einen gewissen Grenzwerth zu Grunde, so kann man bei einem gewissen Expansionsverhältnisse ε, d. h. für einen daraus sich ergebenden Werth der Beschleunigungsarbeit A, das erforderliche Gewicht G der zu beschleunigenden Massen aus der Gleichung $G\frac{v^2}{2g} = A$ ermitteln, und man würde dann, falls das Gestänge nur ein geringeres Gewicht, etwa G_1, hätte, demselben das fehlende Gewicht $G - G_1$ hinzuzufügen haben, etwa in der Art, daß man die eine Hälfte dieses zuschüssigen Gewichtes mit $\frac{G - G_1}{2}$ dem Gestänge direct hinzufügt, und die andere Hälfte an einem Contrebalancier wirken läßt, um das Uebergewicht des Gestänges nicht größer als G_1 werden zu lassen. Daß zufolge dieser Anordnung das Gestänge wieder einem größeren Zuge ausgesetzt, die ganze Einrichtung auch wesentlich theurer und weniger einfach wird, ist ersichtlich und erklärt, warum man vielfach die Wasserhaltungsmaschinen mit nur geringer oder ganz ohne Expansion arbeiten läßt, indem man lieber einen größeren Brennmaterialaufwand in Kauf nimmt, als jene besagten Uebelstände.

Die Expansion des Dampfes in den Wasserhaltungsmaschinen hat noch einen anderen Nachtheil im Gefolge, welcher aus der Veränderlichkeit des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes herrührt. Da im Beginne des

Hubes der Dampfdruck Fp, welcher in der Figur durch AC dargestellt ist, den Widerstand des Gegendruckes und des Gestänges AF um die Größe $FC = F(p - p_0) - Q$ übertrifft, so wird das Gestänge mit einer entsprechenden Beschleunigung $\frac{F(p - p_0) - Q}{G} g$ seine Bewegung beginnen und es wird ein Abreißen des Kolbens vom Wasser in dem untersten Pumpensatze, welcher immer saugend wirkt, und in Folge dessen ein Wasserschlag entstehen, wenn das Wasser im Saugrohre nicht mit der entsprechenden Beschleunigung durch den Atmosphärendruck angetrieben wird, wie dies für die durch Kurbeln betriebenen Pumpen in §. 142 näher besprochen worden ist. Für die höchstens mögliche Beschleunigung des Wassers im Saugrohre hat man, unter h_1 die Saughöhe und auch die Länge des Saugrohres, und unter b die Wasserbarometerhöhe verstanden, den Ausdruck

$$\frac{b - h_1}{h_1} g,$$

und daher muß für den Fall, daß das Saugrohr mit dem Pumpencylinder gleichen Querschnitt hat, der Bedingung genügt werden:

$$\frac{b - h_1}{h_1} > \frac{F(p - p_0) - Q}{G}.$$

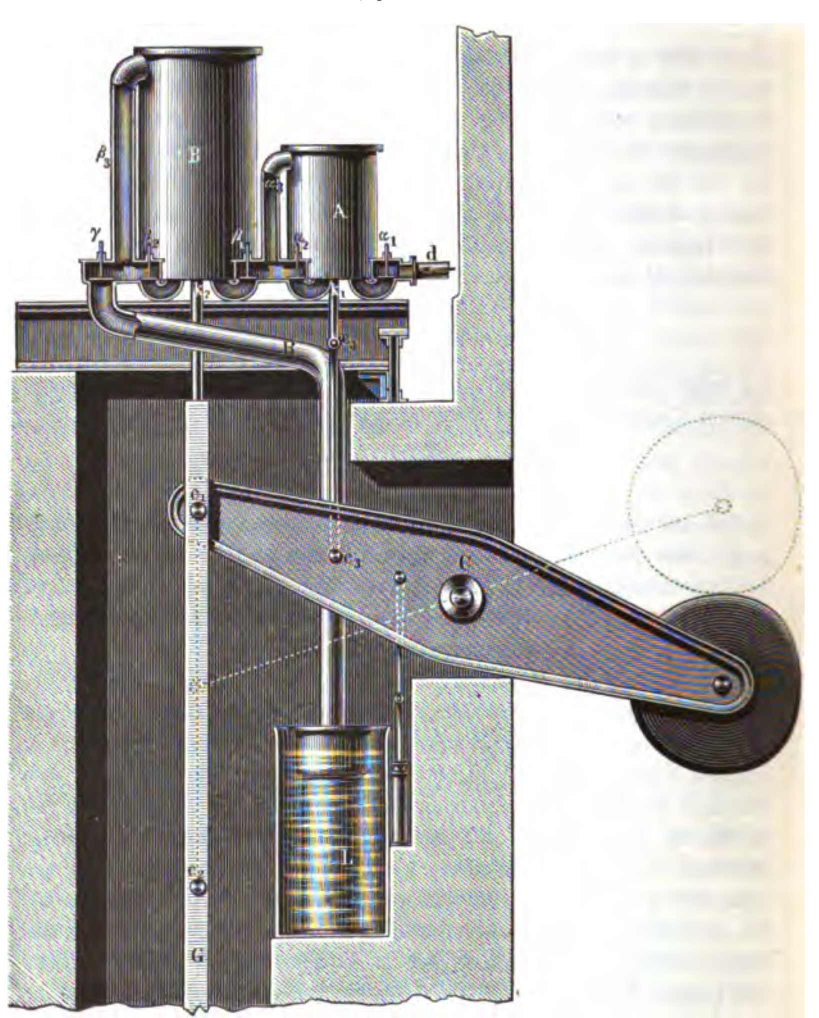
Da nun die Saughöhe h_1 aus praktischen Gründen in der Regel sehr groß, etwa zwischen 5 und 8 m liegend anzunehmen ist, so erkennt man, daß der Uebelstand des Wasserschlages sehr leicht eintreten kann, wenn bei höherer Expansion die Beschleunigung des Gestänges durch den Dampfüberdruck während der Volldruckperiode beträchtlich wird.

Um nun doch eine ökonomische Verwendung des Dampfes vermöge einer hohen Expansion zu erzielen, ohne die gedachten Uebelstände in so hohem Grade in Kauf nehmen zu müssen, wie dies bei der Expansion in einem einzigen Cylinder der Fall ist, hat man sich bemüht, die Expansion nach Analogie der Woolf'schen Dampfmaschinen (s. Thl. II) in zwei Cylindern gleichzeitig vorzunehmen, und hat mit solchen Maschinen sehr günstige Resultate erzielt. Die Anwendung zweier Cylinder zu diesem Zwecke geschah schon von Hornblower*) mit Niederdruckdämpfen im vorigen Jahrhundert bei cornischen Wasserhaltungsmaschinen, doch wurde das System wieder verlassen, und erst in der neueren Zeit ist dasselbe von dem Ingenieur Kley mit großem Vortheil unter Verwendung von Hochdruckdampf ausgeführt und zur Geltung gebracht worden. Zur Erläuterung diene die Fig. 688 (a. f. S.), welche dem Wesen nach eine der beiden einfachwirkenden Wasserhaltungs-

*) S. Kley, Die einfach- und directwirkenden Woolf'schen Wasserhaltungsmaschinen der Grube „Altenberg“ bei Aachen. 1865.

maschinen darstellt, die von Kley zuerst in den Jahren 1861 und 1862 auf der Galmeigrube „Altenberg" bei Aachen ausgeführt worden sind. Die beiden

Fig. 688.



Dampfcylinder A und B sind so neben einander über dem Schachte aufgestellt, daß das Gestänge G direct an die Kolbenstange k_2 des großen Cylinders B angeschlossen ist. Das Gestänge drückt, wie üblich, durch sein Gewicht beim Niedersinken das Wasser der Druckpumpen empor, und es ist

zur Ausgleichung des überschüssigen Gewichtes der Gegengewichtsbalancier C mittelst der Schubstange $c_1 c_2$ an das Gestänge angeschlossen. Die Kolbenstange k_1 des kleinen Cylinders A ist durch $c_3 c_4$ gleichfalls mit dem Balancier verbunden, so daß beim gleichzeitigen Aufsteigen der beiden Kolben durch die vereinte Wirkung derselben und des Gegengewichtes das Gestänge gehoben wird. Zur Vertheilung des Dampfes sind die fünf Ventile $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ und γ angeordnet, von denen α_1 und β_1 die Eintrittsventile sind, nach deren Eröffnung dem Dampfe Zutritt unter die Kolben A und B gestattet ist, während α_2 und β_2 die entsprechenden Austrittsventile für den unter diesen Kolben befindlichen Dampf bilden. Das Ventil γ endlich gestattet dem entweichenden Dampfe durch das Rohr R den Zutritt zu dem Condensator, dessen Luftpumpe L von c_4 aus ihre Bewegung erhält.

Aus der Zeichnung ist zunächst klar, daß beim Niedergange des Gestänges, vorausgesetzt, daß nur die Austrittsventile α_2 und β_2 geöffnet sind, der unterhalb jedes Kolbens befindliche Dampf einfach durch die Verbindungsröhren α_3 und β_3 über den Kolben tritt, so daß die Druckkräfte auf beiden Seiten jedes Kolbens im Gleichgewichte sind; das Gestänge wird daher nur durch sein Uebergewicht sinken. Wenn aber behufs der aufsteigenden Bewegung die Ventile α_2 und β_2 geschlossen, dagegen die übrigen drei Ventile α_1, β_1 und γ geöffnet werden, so tritt nicht nur frischer Kesseldampf durch das Rohr d und Ventil α_1 unter den kleinen Kolben, sondern auch der über dem kleinen Kolben befindliche Dampf durch β_1 unter den großen Kolben, und gleichzeitig steht der Raum oberhalb des großen Kolbens B mit dem Condensator in Verbindung. Es ist nach dem in Thl. II. über die Woolf'schen Maschinen Angeführten klar, daß durch die Wirkung des Dampfes, welcher von oben auf den kleinen Kolben A und von unten gegen den großen Kolben B drückt, eine mechanische Arbeit gewonnen wird, welche gleich der Expansionswirkung des Dampfes ist, der anfänglich den kleinen Cylinder A und schließlich den großen Cylinder B ausfüllt. Da die Querschnitte f und F dieser Cylinder bei den Altenberger Maschinen sich wie $1 : 2$, und die Kolbenhübe l und L sich ebenfalls wie $1 : 2$, die Cylinderräume daher wie $1 : 4$ verhalten, so ergiebt sich hieraus, daß durch die gedachte Wirkung eine vierfache Expansion oder allgemein eine Expansion im Verhältnisse φ erreicht wird, wenn $\varphi = \frac{FL}{fl}$ das Verhältniß der Cylinderräume vorstellt. Schließt man ferner das Eintrittsventil α_1 noch vor Beendigung der aufsteigenden Bewegung, so daß also schon in dem kleinen Cylinder eine Expansion etwa in dem Verhältnisse ν erreicht wird, so erzielt man in der Maschine im Ganzen eine Expansion im Verhältnisse $\varepsilon = \nu \varphi$. Die Altenberger Maschinen sind so construirt, daß der Dampf im kleinen Cylinder ohne Expansion wirkt, daß also $\nu = 1$ und $\varepsilon = \varphi = 4$ ist.

Die Steuerung der Ventile geschieht durch dieselben Hülfsmittel (Sperrklinken, Anstoßknaggen und Katarakt), wie bei den eincylindrigen Cornwaller Maschinen, was, wie man leicht erkennt, deswegen möglich ist, weil die Eröffnung des Eintrittsventils α_1 stets mit derjenigen von β_1 zusammenfällt, und weil auch α_2 stets zu derselben Zeit wie β_2 bewegt wird. Nur das Schließen der Einlaßventile α_1 und β_1 findet für den Fall nicht zu gleicher Zeit statt, daß in dem kleinen Cylinder schon eine ν fache Expansion vorgenommen werden soll. Die Einrichtung der Steuerung wird daher nicht wesentlich complicirter, als die der eincylindrigen Maschinen. Daß durch die Expansion in zwei Cylindern die Ungleichmäßigkeit des treibenden Druckes viel geringer ausfällt, als wenn eine ebenso hohe Expansion in einem einzigen Cylinder vorgenommen wird, läßt sich ebenfalls aus dem Diagramm erkennen.

Zu dem Ende denke man sich der Anschaulichkeit wegen die Wirkung des kleinen Kolbens A an denselben Punkt des Balanciers verlegt, an welchem der große Kolben B angreift. Dies kann dadurch geschehen, daß man daselbst einen Kolben vom Querschnitte $f_1 = \frac{f\,l}{L}$ annimmt, so daß das Volumen $f_1\,L$ dieses fingirten Cylinders gleich demjenigen $f\,l$ des kleinen Cylinders ist, und man $\frac{F}{f_1} = \frac{F\,L}{f_1\,L} = \varphi$ hat. Hierdurch wird an der Wirkung des Dampfes nichts geändert, vorausgesetzt nur, daß man in diesem Cylinder dieselbe ν fache Expansion anwendet, d. h. das gleiche Dampfvolumen $V = f_1\,\frac{1}{\nu}\,L = f\,\frac{1}{\nu}\,l$ zur Wirkung bringt. Hierdurch ist es möglich gemacht, die Diagramme für beide Kolben auf dieselbe Basis $O\,O_1 = L$, Fig. 689, zu beziehen.

Ist nun p wieder der anfängliche Dampfdruck, und $p_1 = \frac{1}{\nu}\,p$ der Druck am Ende des Hubes unter dem kleinen Kolben, so erhält man in der Curve A bekanntlich die Darstellung für die Arbeit des Dampfes, welcher auf die Unterfläche des kleinen Kolbens wirkt, vorausgesetzt, daß

$$O\,A = f_1\,p,$$

$$O_1\,A_1 = f_1\,p_1 = f_1\,\frac{1}{\nu}\,p$$

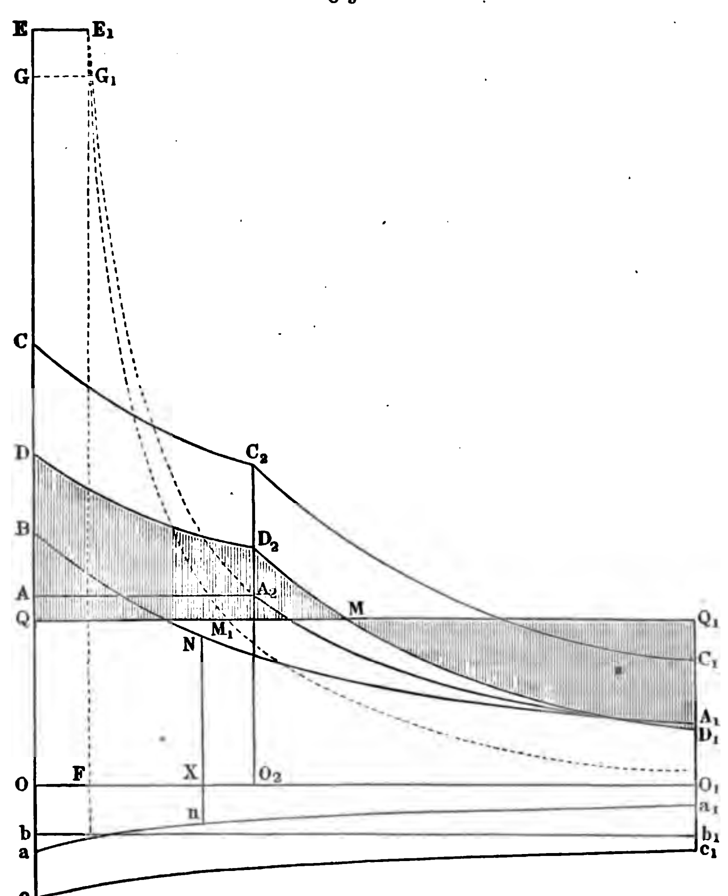
und

$$A\,A_2 = \frac{1}{\nu}\,L = \frac{1}{\nu}\,O\,O_1$$

gemacht wird, und die Curve $A_2\,A_1$ der Spannungsabnahme des Dampfes nach dem Mariotte'schen Gesetze gemäß construirt wird. Während dieses

Hubes hat auch der von dem vorhergehenden Spiele her oberhalb des kleinen Kolbens befindliche Dampf eine treibende Arbeit auf den großen Kolben

Fig. 689.



und eine widerstehende Arbeit auf die Rückfläche des kleinen Kolbens ausgeübt. Diese Arbeiten zu bestimmen, sei bemerkt, daß die Spannung dieses Dampfes zu Anfang gleich p_1, also der treibende Druck auf den großen Kolben gleich $OB = Fp_1$ und der hindernde Druck auf den kleinen Kolben gleich $Oa = f_1 p_1$ ist. Zu Ende des Hubes hat dieser Dampf aus dem Volumen $f_1 L$ in dasjenige FL, also im Verhältniß $\frac{F}{f_1} = \varphi$ sich ausge-

dehnt, weshalb seine Spannung auf $p_2 = \frac{1}{\varphi} p_1 = \frac{1}{\nu \varphi} p = \frac{1}{\varepsilon} p$ herabgesunken ist. Man hat daher den Kolbendruck am Ende des Hubes gleich $F p_2 = f_1 p_1 = O_1 A_1$, so daß durch die Linie $B A_1$ die Arbeit des Dampfes auf den großen Kolben und durch die Linie $a a_1$ die Arbeit des Rückdruckes auf den kleinen Kolben dargestellt ist, wenn man $O_1 a_1 = f_1 p_1$ macht. Diese Linien $B A_1$ und $a a_1$ selbst sind unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes leicht zu construiren, denn man findet für irgend eine Kolbenstellung X im Abstande x vom Anfange die Spannung des Dampfes p_x daselbst durch die Beziehung

$$f_1 L p_1 = [F x + f_1 (L - x)] p_x,$$

und kann danach die Ordinaten

$$XN = F p_x \text{ und } Xn = f_1 p_x$$

auftragen. Bezeichnet endlich noch p_0 den Gegendruck des Condensators, so hat man noch in der Geraden $b b_1$, welche im Abstande $O b = F p_0$ zur Basis O parallel gelegt ist, die Arbeit des Gegendruckes auf den großen Kolben dargestellt. Setzt man nun diese Arbeiten in geeigneter Art zusammen, derart, daß die Linie C der Summe von A und B, und ebenso die Linie c der Summe von a und b entspricht, und subtrahirt die Ordinaten der resultirenden Rückdruckscurve c von denjenigen der resultirenden Curve C des treibenden Dampfdruckes, so erhält man endlich in der Curve D die Begrenzung der Fläche $O D D_2 D_1 O_1$, welche die gesammte Arbeit während eines Kolbenhubes darstellt. Zieht man nun noch die dem durchschnittlichen Pumpenwiderstande entsprechende Gerade $Q Q_1$ parallel zur Basis, so erhält man im Durchschnitte M die Stellung der Kolben für die größte Kolbengeschwindigkeit und in der schraffirten Fläche $Q D D_2 M$ das Maß für die Beschleunigungsarbeit. Während der durchschnittliche Widerstand des Gestänges durch $O Q$ dargestellt ist, wird im Anfange des Hubes eine größte Zugkraft gleich $O D$ darauf ausgeübt, so daß die Kraft $Q D$ beschleunigend wirkt. Es ist leicht zu ersehen, daß sowohl diese überschüssige Kraft im Beginne des Hubes, wie auch die auf Beschleunigung des Gestänges verwendete Arbeit in dem vorliegenden Falle beträchtlich kleiner ausfallen muß, als in einer gleich starken eincylindrigen Maschine, d. h. einer solchen, in welcher man dasselbe Dampfvolumen

$$V = f_1 \frac{1}{\nu} L$$

in demselben Verhältnisse $\varepsilon = \nu \varphi$ expandiren läßt. Eine solche Maschine müßte offenbar einen Cylinder erhalten von dem Inhalte

$$\varepsilon V = \nu \varphi f_1 \frac{1}{\nu} L = \varphi f_1 L = F L,$$

d. h. gleich demjenigen des großen Cylinders, und der Dampf müßte abgesperrt werden, wenn der Kolben den Weg $\frac{1}{\varepsilon} L$ durchlaufen hat. Der anfängliche Druck ist daher hierfür durch $OE = Fp$ gegeben und bleibt auf dem Wege $OF = \frac{1}{\varepsilon} L$ constant. Das für eine solche Maschine geltende Diagramm ist in der Figur durch die punktirte Linie $E E_1 A_2 A_1$ dargestellt, und zeigt ohne Weiteres, daß sowohl der anfängliche Kolbendruck den mittleren in viel höherem Grade übersteigt, wie auch daß eine größere Arbeit, nämlich die der Fläche $Q\, G\, G_1\, M_1$ entsprechende, auf Beschleunigung des Gestänges verwendet wird, als dies bei den Woolf'schen Maschinen der Fall ist.

In Folge dieses Umstandes und wegen der sehr ökonomischen Verwendung des Brennmaterials haben sich denn die Woolf'schen Wasserhaltungsmaschinen in neuerer Zeit mehr und mehr eingeführt, und zwar sowohl einfach- wie auch doppeltwirkende*). Es mag noch bemerkt werden, daß die Kley'schen Wasserhaltungsmaschinen des Altenberges bei 1,70 m und 1,20 m Durchmesser der Dampfcylinder einen mittleren Hub des großen Cylinders = 2,8 m und einen halb so großen des kleinen Cylinders haben. Die Plungerkolben der Plunger haben 0,55 m Durchmesser und deren größte Geschwindigkeit ist zu 0,84 m bemessen, was einer Anzahl von neun Spielen pro Minute entspricht. Der Kohlenverbrauch stellte sich auf 2,4 kg pro Stunde und Pferdekraft.

Doppeltwirkende Wasserhaltungsmaschinen. Alle älteren Wasserhaltungsmaschinen mit Gestänge arbeiteten einfachwirkend, derart, daß durch den Dampfdruck nur ein Emporheben des Gestänges bewirkt wurde, welches beim Niedersinken durch sein eigenes Gewicht das Wasser empordrückte. §. 158.

Um die Dimensionen der Dampfcylinder zu ermäßigen, hat man in neuerer Zeit die Maschinen als doppeltwirkende gebaut, so daß die Arbeit des Dampfes sowohl beim Aufgange wie beim Niedergange des Kolbens ausgenutzt wird. Es sind hauptsächlich zwei Anordnungsweisen hierfür gewählt worden. Bei der einen wird durch ein Gegengewicht G, Fig. 690 und 691 (a. f. S.), das Gewicht des Gestänges so weit abbalancirt, daß ihm

*) S. über die Woolf'schen Maschinen von Kley zu Saarbrücken (einfachwirkend) und zu Rüdersdorf (doppeltwirkend) die Schrift von Hörmann, Die neuen Wasserhaltungsmaschinen 2c.

nur ein Uebergewicht gleich dem halben Widerstande $1/2\,Q$ verbleibt. Zum Heben des Gestänges ist daher der Dampfdruck des Kolbens ebenfalls gleich $D = 1/2\,Q$ erforderlich, und da der Kolben beim Rückgange mit einer ebenso großen Kraft hebend auf das Gegengewicht wirkt, so erhält dadurch

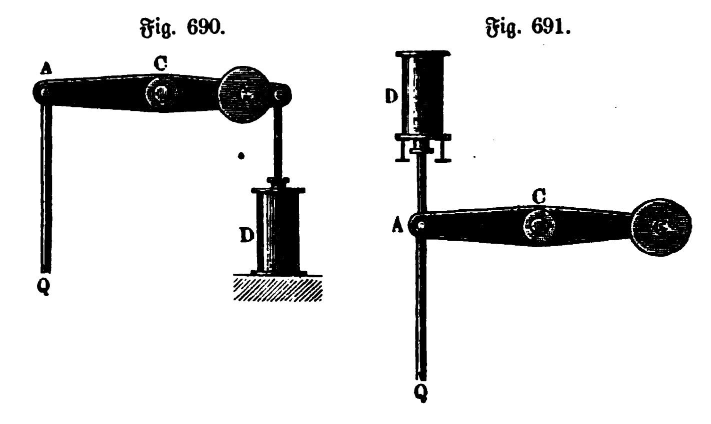


Fig. 690. Fig. 691.

das Gestänge eine Ueberlast gleich dem Widerstande Q. Diese Anordnung, bei welcher das Gestänge beim Niedergange durch sein eigenes Gewicht auf Druck beansprucht wird, war nur bei den starken hölzernen Gestängen möglich, während schmiedeeiserne Rundeisengestänge so dünn ausfallen, daß man sie der Biegung wegen nicht auf Druck beanspruchen darf. Daher versuchte Ehrhardt die schmiedeeisernen Gestänge durch Anwendung von hohlen Querschnitten, etwa nach Fig. 692, hinreichend steif zu machen, um dieselben nicht nur durch ihr Eigengewicht, sondern auch noch durch den Dampfdruck von oben auf rückwirkende Festigkeit beanspruchen zu können. Hierbei erhält das Gestänge nur ein Gewicht gleich dem halben Pumpenwiderstande $1/2\,Q$, und wird beim Niedergange durch den ebenso großen Dampfdruck abwärts gedrückt. Auch hat man wohl das Gestänge in Form einer schmiedeeisernen Röhre (Rittinger's System) ausgeführt, welche gleichzeitig als Steigröhre für das geförderte Wasser dient.

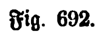
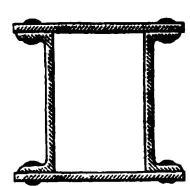


Fig. 692.



Mit dieser Anordnung ist außer dem Wegfalle des Gegengewichtes noch ein besonderer Vortheil verbunden, welcher aus dem geringen Gewichte des Gestänges hervorgeht. Wenn nämlich durch irgend welche Zufälligkeit ein Bruch des Gestänges eintritt, so wird dasselbe wegen seines geringen Gewichtes von der Wassersäule im Steigrohre getragen, da diese Wassersäule gegen den Pumpkolben einen Druck nach oben ausübt, welcher doppelt so groß ist, als das

Gewicht des Gestänges. Wenn dagegen ein Gestänge angewandt wird, das schwerer ist, als die Wassersäule, so wird bei einem Gestängbruche unterhalb des Contrebalanciers ein beschleunigtes Fallen des Gestänges eintreten, und es kann geschehen, daß durch den hiermit verbundenen Stoß starke Beschädigungen der Pumpentheile herbeigeführt werden. Der unablässige Wechsel der Druck- und Zugspannungen, denen hierbei das Gestänge ausgesetzt ist, hat aber trotz der sorgfältigsten Ausführung häufige Gestängbrüche veranlaßt, so daß man neuerdings davon zurückgekommen ist, von oben auf das Gestänge durch den Dampf zu drücken, und die Anwendung eines Gegengewichtes vorzieht.

Die im Vorstehenden besprochenen Wasserhaltungsmaschinen, direct wie indirect wirkende, gehören zu den alternirenden, bei welchen nur hin- und wiederkehrende, aber keine rotirende Bewegungen vorkommen. In Folge davon sind diese Maschinen mit gewissen Nachtheilen behaftet. Hierhin ist zunächst der Umstand zu rechnen, daß die Umkehr der Bewegung des Kolbens nicht, wie bei den mit einer Kurbel verbundenen Pumpen, sanft und durch allmälige Ab- und Zunahme der Geschwindigkeit, sondern plötzlich und ruckweise geschieht, in Folge dessen die einzelnen Theile sehr stark beansprucht werden. Auch ist der Hub nicht ein ganz bestimmter, sondern mit den Schwankungen der Dampfspannung wechselnd, besonders wenn die Maschinen mit Expansion arbeiten. Es wurde bereits gezeigt, wie die Anwendung von Expansion überhaupt an das Vorhandensein einer bestimmten zu beschleunigenden Masse gebunden ist, wenn nicht eine unzulässig große Geschwindigkeit des Gestänges eintreten soll. Es folgt daraus auch, daß bei einer zu geringen Spannung leicht der Hub unter der beabsichtigten Größe bleibt, während eine zu große Spannung des Dampfes die Gefahr des Durchschlagens nahe bringt, d. h. daß der Dampfkolben gegen den Cylinderdeckel schlägt und denselben zerstört. Derartige Fälle sind häufiger vorgekommen, und bei einem etwaigen Gestängbruche fast unvermeidlich, da in diesem Falle der ganz entlastete Dampfkolben unter Einfluß des mächtigen Dampfdruckes mit Geschwindigkeiten fortgeschleudert wird, gegen die auch die kräftigsten Fangarme meistens keinen genügenden Schutz gewähren. Auch bei der Inbetriebsetzung, wenn die Steigröhren noch nicht mit Wasser gefüllt sind, sowie wenn die Pumpen schlürfen, d. h. wenn sie wegen Wassermangels im Sumpfe anstatt Wasser Luft ansaugen, können ähnliche Zufälle in Folge der Entlastung der Pumpen eintreten. Zu einiger Sicherheit hat man daher die schädlichen Räume zwischen dem Kolben und den Cylinderböden reichlich groß zu halten, worunter die Ausnutzung des Dampfes natürlich leidet. Da man ferner aus den oben angegebenen Gründen in den meisten Fällen nur mit geringer Expansion arbeiten kann, so ist auch die Oekonomie des Brennmaterials nur gering.

Aus diesen Gründen ist man denn vielfach bemüht gewesen, die Wasserhaltungsmaschinen mit einer Schwungradwelle zu versehen, welche, mit dem Balancier durch das gewöhnliche Kurbelgetriebe verbunden, jene erwähnten Nachtheile großentheils beseitigt. Denn nicht nur finden jetzt die Bewegungswechsel in den todten Punkten der Kurbel entsprechend sanft und allmälig statt, sondern es ist auch der Hub ein für alle Mal durch die Länge der Kurbel auf ein bestimmtes Maß festgestellt, und einem Durchschlagen vorgebeugt. In Folge davon können diese sogenannten rotirenden Wasserhaltungsmaschinen mit größerer Geschwindigkeit arbeiten, auch gestattet die im Schwungrade anzubringende beträchtliche Masse die Anwendung einer größeren Expansion und damit die Erreichung eines höheren Wirkungsgrades. Dagegen sind diese rotirenden Maschinen weniger einfach in der Construction, somit theurer in der Anlage, und sie entbehren eines Vorzuges, welcher den alternirenden Maschinen zukommt, nämlich, daß man die letzteren bei geringer Wassermenge beliebig langsam arbeiten lassen kann, indem man in den Katarakten (s. Thl. II) ein Mittel hat, die Pausen zwischen zwei Hüben entsprechend auszudehnen.

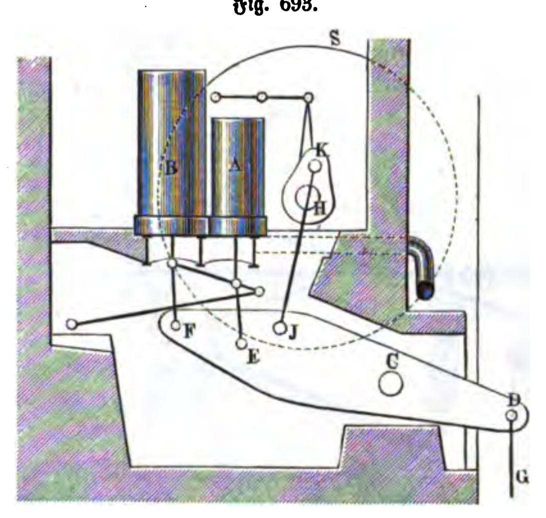
Bei den rotirenden Maschinen dagegen ist zur Ueberwindung der todten Punkte eine gewisse von der Masse des Schwungrades abhängige Umdrehungsgeschwindigkeit nöthig, und die Erfahrung hat gezeigt, daß schon ein sehr großes Schwungrad erforderlich ist, wenn man die Zahl der Umdrehungen pro Minute bis auf vier ermäßigen will. Dieser Umstand ist aber gerade für die Wasserhaltung in Bergwerken von der größten Bedeutung, da man es in der Regel hier mit sehr veränderlichen Wassermengen zu thun hat, und man, bei dem Vorhandensein einer rotirenden Maschine, beim Auftreten geringer Zuflüsse genöthigt sein würde, die Maschine in Perioden arbeiten zu lassen, wozu wiederum die kostspielige Herstellung geräumiger Sümpfe zur Ansammlung des in den Zwischenzeiten zufließenden Wassers erforderlich wäre.

Aus diesen Gründen haben die rotirenden Wasserhaltungsmaschinen trotz der vorstehend genannten Vorzüge doch viel Widerspruch erfahren, man hat sie meist nur in solchen Fällen zur Anwendung gebracht, in denen fortwährend große Wassermengen zu bewältigen sind, und man hat in diesen Fällen sehr gute Resultate damit erzielt. Eine ausgezeichnete rotirende Wasserhaltungsmaschine Woolf'schen Systems von 700 Pferdekraft ist von der Maschinenfabrik von Hoppe in Berlin für die Steinkohlengrube „Ferdinand" bei Kattowitz *) ausgeführt worden, von deren Anordnung Fig. 693 eine Anschauung giebt. Hierin sind A und B die Cylinder der Woolf'schen Maschine von bezw. 1,491 m und 2,040 m Durchmesser,

*) S. Hörmann, Die neuen Wasserhaltungsmaschinen auf den &c.

deren Kolbenstangen mittelst einer Parallelogrammführung an dem um C schwingenden Balancier FED angreifen, dessen Endpunkt D mit dem Gestänge G verbunden ist. Von dem Balancier geht noch eine Lenkerstange JK nach der Kurbel einer Schwungradwelle H, welche außer dem Schwung-

Fig. 693.



rade S auch die Excenter zur Bewegung der Vertheilungsschieber für die Dampfcylinder trägt. Die Bewegung der Luftpumpe für den Condensator erfolgt von einer besonderen Dampfmaschine. Das Gestänge hebt mit Hülfe von zwei Saugsätzen (36,1 m Hubhöhe) und drei Drucksätzen (272,0 m) das Wasser auf eine Höhe von zusammen 309 m. Die Hubhöhe des großen Cylinders B beträgt 3,452 m, die des kleinen Cylinders 2,432 m und die der Pumpen 1,726 m, genau halb so viel wie die des großen Cylinders. Das Verhältniß der Cylinderräume ist obigen Angaben zufolge gleich 1 : 2,66, und im Ganzen ist sechsfache Expansion bei drei Atmosphären Ueberdruck des Dampfes angenommen. Die Pumpenkolben haben von oben nach unten etwas zunehmende Durchmesser erhalten, um ein Luftsaugen der oberen Pumpen zu verhüten, und zwar hat der oberste Satz 0,628 m, der unterste 0,642 m Weite erhalten, derart, daß bei 15 Hüben pro Minute auf 240 Cubikfuß = 7,420 cbm Wasserförderung gerechnet werden kann. Das Pumpengestänge, welches aus Schmiedeeisen in cylindrischer Form dargestellt worden, ist durch den Balancier so ausgeglichen, daß die auf dasselbe auszuübende Kraft für den Aufgang gerade so groß ist, wie für den Niedergang (s. Thl. III, 1), so daß das Gestänge daher abwechselnd auf Zug und Druck in Anspruch genommen wird.

Um die vorstehend angeführten Vorzüge der rotirenden und alternirenden Wasserhaltungsmaschinen in derselben Maschine zu erlangen, ohne deren

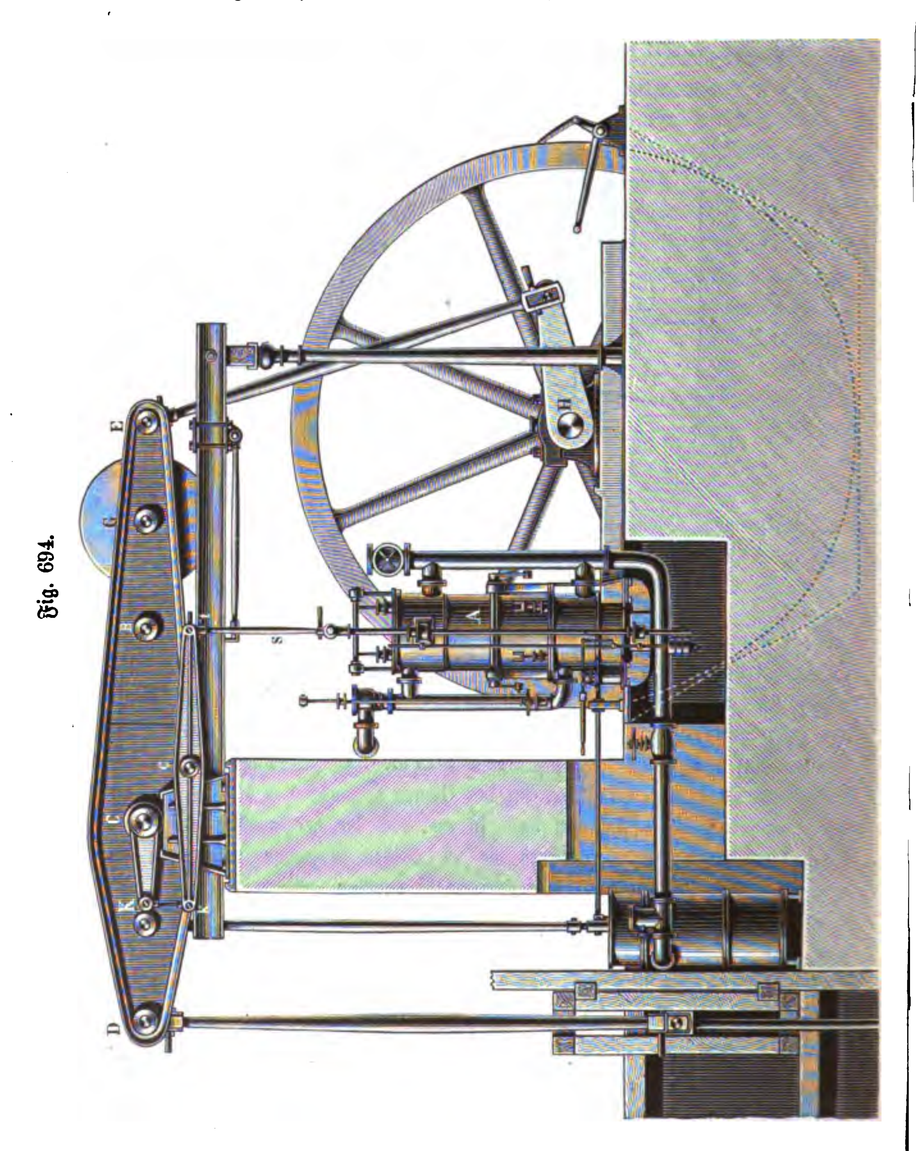
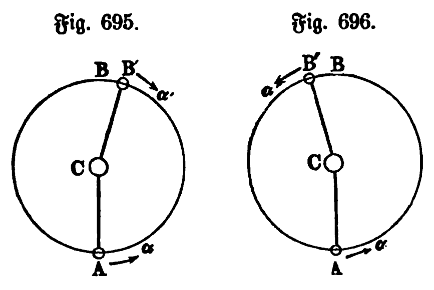


Fig. 694.

Nachtheile in Kauf nehmen zu müssen, ist in der neuesten Zeit von Kley ein Maschinensystem erfunden, welches bereits vielfach zur Ausführung ge-

kommen ist, und welches einen der wichtigsten Fortschritte auf diesem Gebiete bezeichnen dürfte. Die Maschine ist hierbei mit einem Balancier *DCE*, Fig. 694, und einer Schwungradwelle *H* versehen, die Steuerung aber nicht von dieser Welle abhängig gemacht, sondern die Maschine wird durch eine Steuerstange *s* mit Hülfe von Ventilen und Kataratten ähnlich wie die Cornwaller Maschinen gesteuert. Der Dampfkolben *A* wirkt in *B* auf den Balancier, welcher in *D* das Gestänge und in *G* das erforderliche Gegengewicht trägt. Die Bewegung der Steuerstange wird von einem auf der Axe *C* des Balanciers befestigten Hebel *CK* mittelst des Hülfsbalanciers *kct* übertragen. In Folge dieser Anordnung kann man durch Ausdehnung der durch die Katarakte ermöglichten Hubpausen die Anzahl der Hube beliebig, bis etwa auf einen pro Minute, ermäßigen, während unter gänzlicher Beseitigung der Pausen die Maschine einen so schnellen Gang annehmen kann, wie die gute Wirkung der Pumpen ihn noch verträgt. Im letzteren Falle rotirt das Schwungrad continuirlich in derselben Richtung. Bei langsamer Gangart jedoch wird das Spiel der Ventile derart regulirt, daß die Pause eintritt, wenn die Kurbel noch etwas vor oder hinter dem todten Punkte steht. Diese beiden Fälle unterscheiden sich dann dadurch von einander, daß bei der darauf folgenden, durch den Katarakt eingeleiteten Bewegung das Schwungrad entweder in der mit der vorherigen entgegengesetzten oder übereinstimmenden Richtung sich bewegt. Geht z. B. die Kurbel aus ihrer Stellung *A* nahe dem unteren todten Punkte, Fig. 695, in der Richtung des Pfeiles α während des Kolbenaufganges nur bis zum Punkte B' vor dem oberen todten Punkte, so wird der nach der Pause eintretende Kolbenniedergang eine Drehung im Sinne des Pfeiles α' erzeugen, wogegen diese Drehung α'' beim Niedergange mit α übereinstimmend ist, wenn der Stillstand der Kurbel erst hinter dem todten Punkte in B'', Fig. 696, stattfindet. Durch entsprechende Stellung der Steuerknaggen hat man es in der Gewalt, den einen oder anderen Zustand nach Belieben herbeizuführen.



Diese Maschinen gewähren außerdem noch eine besondere Sicherheit im Falle eines Gestängbruches oder einer sonstigen Zufälligkeit, durch welche die Maschine plötzlich bedeutend entlastet wird. Indem nämlich dann die ganze Kraft des Dampfkolbens beschleunigend auf das Schwungrad wirkt, wird das letztere bedeutend über den todten Punkt ausschlagen und dabei den Kolben

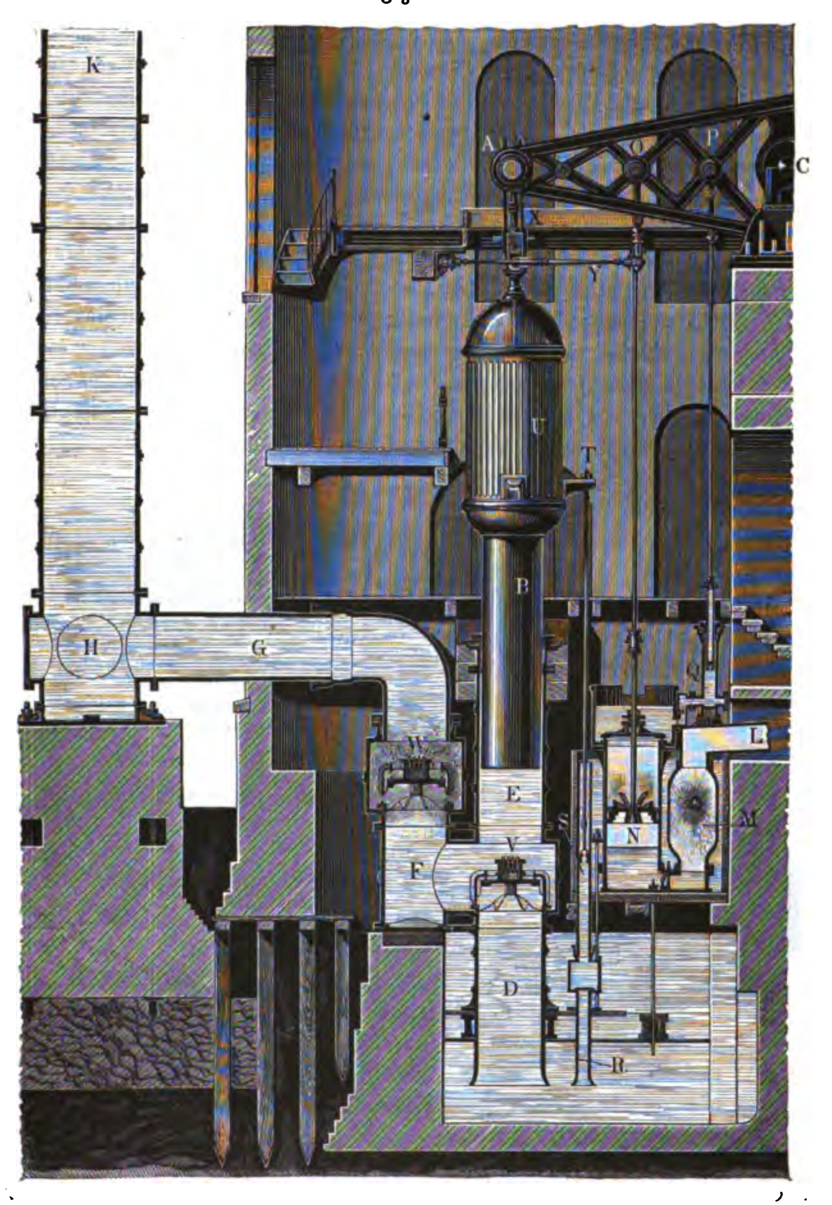
des Kataraktes, welcher durch sein Niedersinken für den folgenden Hub das Dampfeintrittsventil öffnen würde, wieder emporziehen, bevor er wirken kann, so daß dadurch die Steuerung unwirksam wird, und in Folge dessen die Maschine sich selbst still stellt. Diese Maschinen sind doppeltwirkend, haben leichte Schwungräder, arbeiten mit Condensation und starker Expansion und sind deshalb sehr ökonomisch im Betriebe. Die großen Maschinen über 200 Pferdekraft werden mit zwei Dampfcylindern (nach dem Woolf'schen Systeme) gebaut.

§. 159. **Pumpen für Wasserwerke.** Nicht immer heben oder drücken die Pumpwerke das Wasser unmittelbar auf eine größere Höhe, sondern sie dienen nur dazu, dasselbe in einen besonderen Raum zu drücken, welcher mit einem unter höherem Drucke stehenden Fluidum, z. B. Luft, Dampf oder anderem Wasser, erfüllt ist. Dieser Fall kommt nicht allein bei den Speisepumpen der Dampfkessel, sondern auch bei fast allen Wasserwerken zur Versorgung großer Städte mit Wasser vor. Damit die ungleichförmige Bewegung des von den Pumpen geförderten Wassers nicht auf die Wassermasse in den meist sehr langen Leitungsröhren übergehe, wodurch nicht allein die Wirksamkeit der ganzen Maschine sehr beeinträchtigt, sondern auch die Festigkeit dieser Röhren übermäßig in Anspruch genommen werden würde, ist es nöthig, das zugepumpte Wasser zunächst in einem nahe bei dem Pumpwerke stehenden Reservoir aufzufangen, und von hier aus mittelst Leitungsröhren nach den verschiedenen Punkten des Bedarfs fortzuführen. Um das Wasser auch in die höheren Stockwerke der Wohngebäude leiten zu können, ist einem solchen Wasserreservoir eine größere Höhe und folglich eine thurm- oder säulenförmige Gestalt zu geben. In neuerer Zeit setzt man solche Wasserthürme aus Eisenplatten oder Eisenblech zusammen, so daß dieselben dann sogenannte Standröhren von 1 bis 2 m Weite und von nicht selten 50 bis 60 m Höhe bilden. Zuweilen wendet man auch zwei nebeneinanderstehende Standröhren an, in welchem Falle das zugepumpte Wasser in der einen Röhre emporsteigt, dann oben durch ein Seitenrohr in die andere Standröhre tritt und hier wieder niedersinkt, ehe es in die Hauptleitungsröhre gelangt.

In neueren Zeiten bedient man sich auch, namentlich in Frankreich, statt der hohen Standröhren großer säulenförmiger Windkessel, und versieht dieselben mit einer kleinen Luftpumpe, welche die durch die Wandfugen durchdringende und mit dem Wasser fortgeführte Luft durch Zudrücken anderer Luft wieder ersetzt.

Die Einrichtung des Pumpenmechanismus einer Wasserhebungsdampfmaschine für eine städtische Wasserversorgung läßt sich aus der Abbildung in Fig. 697 ersehen, welche den verticalen Durchschnitt von einem Theile der Cornwaller Wasserhebungsmaschine von

Fig. 697.



East London Waterworks, Old-Ford *), vorstellt. Es ist CA die linke Hälfte des Balanciers, welcher von einer an der rechten Hälfte mittelst eines Watt'schen Parallelogramms angreifenden einfachwirkenden Cornwaller Dampfmaschine in schwingende Bewegung versetzt wird; ferner ist B der Plunger mit dem Gehäuse U zur Aufnahme der Regulirungs-Gewichte. Weiter sieht man in E den Pumpenkörper, in HK einen Theil des Standrohres, in F und G Communicationsröhren zwischen dem Pumpenkörper und dem Standrohr, und in V das Saug-, sowie in W das Steigventil. Uebrigens ist der Plunger im Niedergange begriffen und deshalb V verschlossen, dagegen W geöffnet dargestellt. An dem Balancier hängt noch die Kolbenstange ON der Luftpumpe N, sowie die Kolbenstange PQ der Speisepumpe Q. Die Kolbenstange ST der Kaltwasserpumpe RS, welche wie die Hauptpumpe das Wasser aus einem gemauerten Bassin nimmt, ist dagegen an den Plunger B befestigt, und hat folglich mit diesem einen und denselben Hub. Endlich sieht man in L das Austragerohr des Dampfes und in M den Condensator, in welchem der durch L zugeführte Dampf condensirt wird.

Fig. 698.



*) S. The Cornish and Boulton and Watt Engines erected of the East London Waterworks, Old-Ford, by Th. Wicksteed, London 1842.

Der Durchmesser des Dampfkolbens mißt 2,04 m, der des Pumpenkolbens 1,04 m, ferner der der Pumpenröhren 1,093 m, und der des 38 m hohen Standrohres 1,27 m. Ferner ist der Hub des Dampfkolbens 3,15 m und der des Pumpenkolbens B nur 2,90 m. Der Hochdruckdampf, mit welchem diese Maschine arbeitet, wird in vier cylindrischen Kesseln erzeugt, wie aus Fig. 698 ersichtlich ist, welche den Grundriß der ganzen Maschinenanlage sammt Dampfkessel und Kesselhaus, jedoch ohne Balancier und Steuerung, vor Augen führt. Es stellt hier, wie in der vorigen Abbildung, E den Pumpencylinder, FG das Communicationsrohr, K das Standrohr, ferner L das Austragerohr, M den Condensator, N die Luftpumpe, Q die Speisepumpe und S die Kaltwasserpumpe dar. Von den vier Dampfkesseln D_1, D_2, D_3, D_4 mit innerer Feuerung R sind zwei im Durchschnitt gezeichnet. Der Dampfcylinder A ist mit einem Holzmantel umgeben, und der Zwischenraum zwischen diesem und dem Cylinder mit Asche ausgefüllt. Das Dampfrohr BB_1B_2, durch welches der Dampf dem Cylinder zugeführt wird, verbindet die Dampfräume sämmtlicher vier Kessel mit einander. Die Speisepumpe Q drückt das Wasser mittelst der Speiseröhre TT_1T_2 in den Vorwärmer U, von welchem aus es mittelst der Röhre V in die Kessel geführt wird. Noch sieht man in O das Gleichgewichts-, in W das Emissionsventil, in X_1, X_2 die beiden Katarakte u. s. w.

Der Zweck der Wasserthürme oder Standröhren, bei unregelmäßigem Abfluß des zugeförderten Wassers einen möglichst constanten Wasserdruck zu erhalten, läßt sich wegen der großen Ausdehnsamkeit der Luft durch Windkessel nur unvollkommen, desto einfacher aber dadurch erreichen, daß man diesen Wasserdruck, welchen die Wassersäule in einem solchen Standrohre erzeugt, durch den Druck eines belasteten Kolbens ersetzt. Die Wirkung ist natürlich ganz dieselbe, ob das Wasser in einem Reservoir von einer Wassersäule gedrückt wird, deren Höhe $= h$ und Querschnitt $= F$ ist, oder ob es die Kraft $P = Fh\gamma$ eines Kolbens vom Querschnitte F aufnimmt. Wird in einer gewissen Zeit dem Hauptreservoir das Wasserquantum V mehr oder weniger hinzugedrückt als abgeführt, so steigt oder fällt in dem einen Falle die Wassersäule und im anderen der belastete Kolben um die Höhe $s = \frac{V}{F}$; es verändert sich auch der Druck des Wassers auf die Fläche F in beiden Fällen um die Größe

$$\triangle P = \pm Fs\gamma = \pm V\gamma,$$

und daher derjenige auf die Flächeneinheit

$$\triangle p = \frac{\triangle P}{F} = \pm \frac{V\gamma}{F},$$

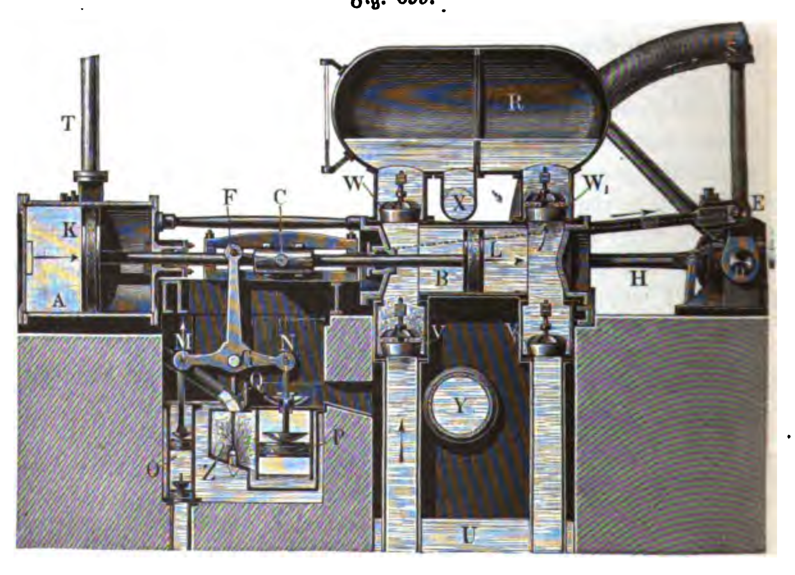
so daß die Veränderung um so kleiner ausfällt, je größer der Querschnitt F der Wassersäule oder des Preßkolbens gewählt wird.

Die Einrichtung dieser von **Armstrong** zuerst für den Betrieb von Wassersäulenkrahnen &c. angewendeten Accumulatoren wurde bereits in §. 17 angegeben und daselbst auch der Vortheile gedacht, welche die Anwendung derselben für den Betrieb intermittirend bewegter Maschinen gewährt.

Statt der oben beschriebenen cornischen Dampfmaschine wendet man in neuerer Zeit auch für Wasserwerke vielfach Maschinen mit Hülfsrotation an, für welche die schon oben gelegentlich der Wasserhaltungsmaschinen gemachten Bemerkungen ebenfalls gelten. Solche Maschinen können, wie ebenfalls schon früher bemerkt, mit einer größeren Geschwindigkeit arbeiten, als die nichtrotirenden, und man erreicht damit einen sehr regelmäßigen Betrieb, besonders wenn sie als Zwillingsmaschinen construirt werden, so daß die beiden Kurbeln rechtwinklig zu einander gestellt werden.

Eine solche Maschine liegender Anordnung ist die von E. A. **Cowper** für den Krystallpalast construirte Wasserhebungsmaschine*), Fig. 699. Die hin- und hergehende Bewegung des Dampfkolbens K von 0,90 m Durchmesser wird vermöge der gemeinsamen Kolbenstange direct und unverändert dem Pumpenkolben L von 0,548 m Durchmesser mitgetheilt, und von dem Kreuzkopfe C durch eine gegabelte Lenkerstange die Kurbel ED der Schwungradwelle D umgetrieben, welche letztere am anderen Ende mit einer ebensolchen zu DE senkrechten Kurbel für den Angriff der zweiten

Fig. 699.



*) S. The Artizan, August 1858, u. Civil-Ing. 1859.

Maschine versehen ist. Die Pumpe ist wie die gewöhnlichen doppeltwirkenden Pumpen mit den beiden Saugventilen V und den Steigventilen W versehen, durch welche das aus dem Unterwasser U angesaugte Wasser zunächst nach dem 1,15 m weiten und 2,5 m langen Windkessel R gedrückt wird, um von hier durch das Rohr D dem für beide Pumpen gemeinsamen Rohre Y zugeführt zu werden, welches bis zur Sohle des Glaspalastes ca. 37 m hoch emporsteigt. Die aus Bronze gefertigten Pumpenventile sind doppelsitzig, ähnlich dem in Fig. 603 dargestellten Kolbenventile, und die lichte Durchgangsöffnung jedes Ventils beträgt bei 15 mm Hub derselben 0,041 qmm. In welcher Weise die Bewegung der Kaltwasserpumpe O und der Luftpumpe P durch den mit dem Kreuzkopfe C zusammengekuppelten Winkelhebel MNF geschieht, dessen Drehaxe in G liegt, ist ersichtlich. Die Maschine macht pro Minute 15 Umdrehungen, daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei 0,915 m Hubhöhe zu

$$\frac{2 \,.\, 0{,}915 \,.\, 15}{60} = 0{,}457 \text{ m}$$

sich bestimmt, wobei das Wasser auf die Höhe von 37 m gefördert wird, und der Dampf von ca. 1,2 Atm. Ueberdruck mit dreifacher Expansion wirkt.

Auch die Pumpen der Berliner Wasserwerke sind mit Hülfsrotation versehen, und es ist die Anwendung durch die Skizze Fig. 700 erläutert. Von den Dampfmaschinen, von denen ursprünglich vier neben einander aufgestellt wurden, ist jede mit zwei Dampfcylindern A versehen, deren Kolbenstangen mit Hülfe von Parallelogrammführungen an gleicharmige Balanciers BCD angeschlossen sind. Auch hier stehen die beiden Kurbeln EF der Schwungradwelle senkrecht zu einander. Die Pumpen, von denen jeder Balancier zwei bewegt, haben die durch Fig. 607 dargestellte Einrichtung, bei welcher die Kolbenstange k mit einem cylindrischen Plunger O versehen ist, dessen Querschnitt gleich der halben Fläche des Ventilkolbens K ist. Bei der Bewegung der Kolben durch den Balancier wird daher jede Pumpe nur beim Aufgange des Kolbens aus dem Zuführungsrohre S ein bestimmtes Quantum Wasser ansaugen, welches zur Hälfte beim Aufgange, zur Hälfte beim Niedergange des Kolbens in den Windkessel W gedrückt wird, von welchem es durch die Röhre R entweicht, die mit den Windkesseln aller Pumpenpaare in Verbindung steht. Noch ist zu bemerken, daß in den Verbindungsstücken zwischen Windkessel und Pumpe die Ventilklappen U eingesetzt sind, welche durch den Druck im Windkessel geschlossen gehalten werden, so daß vermöge dieser Einrichtung stets ein Oeffnen der Pumpen möglich ist, wenn ein solches sich als nöthig herausstellt.

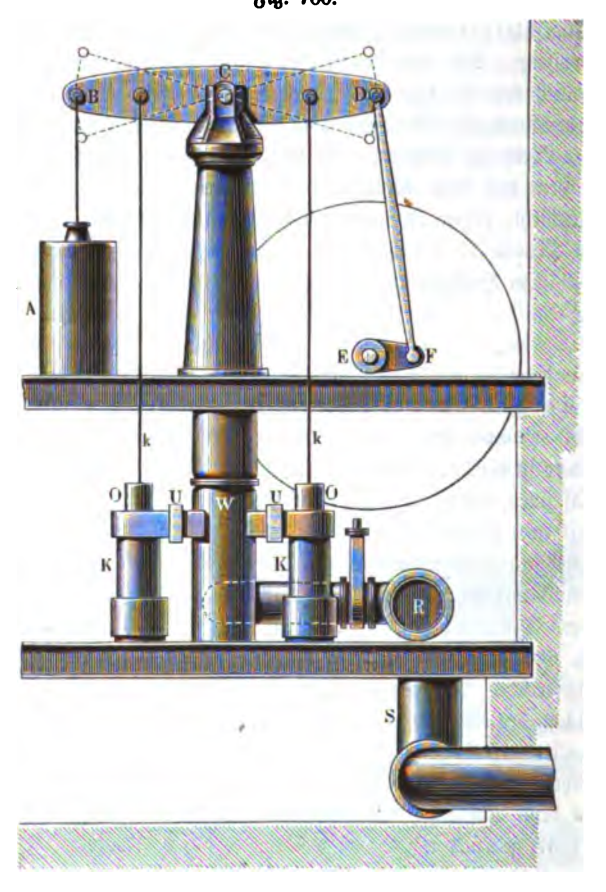
Die Dampfcylinder A haben 0,942 m Durchmesser und 1,255 m Hub, während der Hub der Pumpenkolben nur 0,942 m beträgt. Da die Kolben K einen Durchmesser gleich 0,555 m, die Plunger daher einen solchen gleich

$$0{,}707 \,.\, 0{,}555 = 0{,}392 \text{ m}$$

erhalten haben, so beträgt das bei einem Spiele von jeder Pumpe angesaugte Wasser ohne Berücksichtigung der Verluste

$$\frac{3,14}{4} \cdot 0,555^2 \cdot 0,942 = 0,228 \text{ cbm}.$$

Fig. 700.



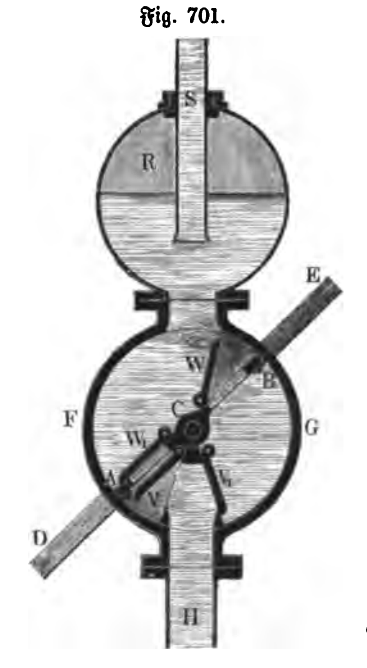
§. 160. **Rotationspumpen.** An die Kolbenpumpen mit geradlinig hin- und hergehenden Kolben schließen sich, wegen der Uebereinstimmung in der Wirkungsweise die sogenannten rotirenden oder Rotationspumpen an, so genannt, weil bei ihnen die den Kolben ersetzenden Organe eine drehende Bewegung, sei es eine alternirende oder unausgesetzt rotirende, empfangen. Man hat die mannigfachsten Einrichtungen dieser Art ersonnen, im Princip haben sie, bei aller Verschiedenheit, das mit einander und auch mit den gewöhnlichen Kolbenpumpen gemein, daß durch die relative Bewegung zweier

Körper gegen einander ein gewisser abgeschlossener Raum abwechselnd vergrößert und verkleinert wird. Wenn dann vermöge ihrer Einrichtung nur dafür gesorgt ist, daß dieser Raum während seiner Erweiterung mit dem Saugrohre und während seiner Verengung mit dem Druckrohre in Verbindung steht, so muß hierdurch ein Ansaugen und Fortdrücken des Wassers in ähnlicher Art wie bei den gewöhnlichen Kolbenpumpen bewirkt werden, deren Wirkung ja im Grunde auch nur auf der durch die Bewegung des Kolbens herbeigeführten abwechselnden Vergrößerung und Verringerung des Cylinderraumes beruht.

Alle diese Pumpen zeigen ein geschlossenes Gehäuse, in welches, durch Stopfbüchsen gedichtet, entweder nur eine oder zwei Axen eintreten, auf denen im Innern des Gehäuses Körper von geeigneter Form befindlich sind, die bei der Drehung dicht an den inneren Umfang des Gehäuses anschließen. Wenn nur eine drehbare Axe angeordnet ist, so sind noch Ventile oder schieberartige Abschlußmittel erforderlich, welche indessen bei den Anordnungen mit zwei rotirenden Organen unnöthig sind, wie aus einigen Beispielen erhellen wird.

Zunächst zeigt Fig. 701 die sogenannte Bramahpumpe, bei welcher in dem cylindrischen Gehäuse FG um die Axe C eine rechteckige Scheibe AB schwingt, welche, mit zwei Ventilen $W W_1$ versehen, als Kolben fungirt.

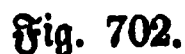
Fig. 701.

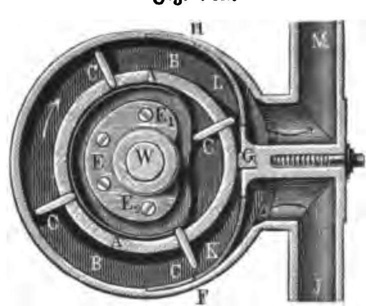


Das Saugrohr H mündet hierbei in ein beiderseits mit Ventilklappen $V V_1$ versehenes Mundstück, und man erkennt, wie bei einem vermittelst des Hebels DE bewirkten Schwingen des Kolbens AB abwechselnd ein Ventil V und ein solches W sich öffnen, während die anderen Ventile geschlossen bleiben, und wie das Wasser aus dem Saugrohre durch das geöffnete Ventil V in das Gehäuse unter den Kolben tritt, während ein gleich großes Quantum Wasser oberhalb des Kolbens vermittelst des geschlossenen Steigventils W_1 in den Windkessel R und von da in das Steigrohr S hineingedrückt wird. Diese Pumpe, welche insbesondere für Feuerspritzen zur Verwendung gekommen ist, kann hinsichtlich ihrer Wirkungsweise etwa als eine Vereinigung von zwei

einfachwirkenden Saug- und Hubpumpen angesehen werden. Das bei jeder Schwingung des Hebels geförderte Wasserquantum hängt, wie bei allen Spritzen und Handpumpen, natürlich von der Schwingungsweite des Hebels ab.

Eine andere Pumpe mit nur einer Drehaxe, welche aber ununterbrochen rotirt, ist die von Dietz, Fig. 702, bei welcher die in der Mitte des cylindrischen Gehäuses BB gelagerte Welle W bei ihrer Umdrehung einen fest auf der Welle angebrachten Kranz AA im Kreise herumbewegt. In diesem Kranze A sind in Schlitzen die vier Schienen C radial verschieblich angebracht. Diese Schienen erhalten ihre radiale Verschiebung, wie aus der Figur ersichtlich, durch einen entsprechenden Curvencanal, welcher durch das fest mit dem Gehäuse verbundene Daumenstück E innerlich und das Gehäuse B äußerlich gebildet wird. Dabei ist der Abflachung der Scheibe E zwischen E_1 und E_2 gegenüber eine Leitschiene FGH eingesetzt, von solcher Form, daß der betreffende Curvencanal an allen Stellen in radialer Richtung eine Breite gleich derjenigen der Schieber C hat. Es ist sonach leicht ersichtlich, wie bei einer Umdrehung der Welle W mit dem Kranze A in der Richtung des Pfeiles die Schieber auf dem Wege von H nach G durch den Druck der Schiene L nach innen, und dagegen zwischen G und F durch die Daumenscheibe E nach außen gedrückt werden. Ist daher die Leitschiene mit den Schlitzen L und K versehen, so muß durch die Volumenerweiterung bei K ein Ansaugen aus dem Rohre J und durch die Verkleinerung des betreffenden Raumes zwischen H und G ein Fortdrücken des Wassers durch das Rohr M verursacht werden. Würde man die Welle in der entgegengesetzten Richtung umdrehen, so würde das Wasser aus dem Rohre M angesaugt und in dasjenige J hineingedrückt werden.


Fig. 702.

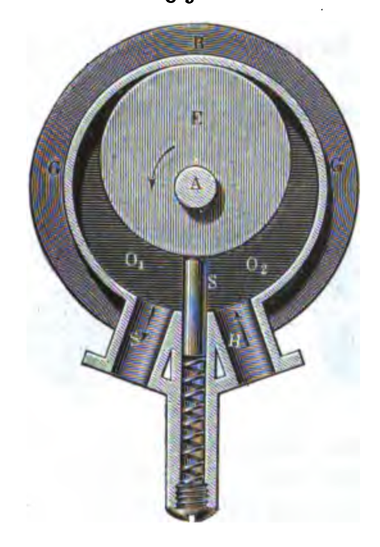


Bei einer anderen Construction, Fig. 703, dreht sich mit der Axe A die auf derselben befindliche excentrische Scheibe E, welche das cylindrische Gehäuse G an einem Punkte B berührt, und gegen welche außerdem ein in dem festen Gehäuse radial beweglicher Schieber S fortwährend angepreßt wird. Die beiden zwischen dem Gehäuse und der excentrischen Scheibe befindlichen Räume O_1 und O_2 sind daher einer fortwährenden Veränderung, und zwar O_1 einer Verkleinerung und O_2 einer Vergrößerung unterworfen, wenn die Drehung im Sinne des Pfeils geschieht. Es muß daher continuirlich Wasser aus dem Rohre H angesaugt und durch S fortgedrückt werden.

Jede rotirende Dampfmaschine oder Wassersäulenmaschine kann in der

Regel als Rotationspumpe figuriren, wie z. B. das aus Thl. II. bekannte Wassersäulenrad, Fig. 704, zeigt. Wird dabei die hohle Welle O mit den

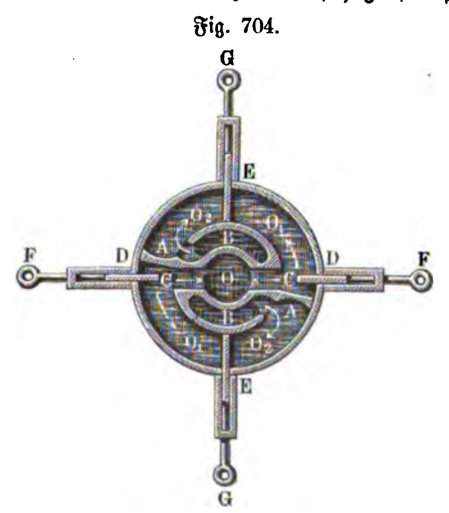
Fig. 703.



daran befestigten Kolben AA in der Richtung der Pfeile umgedreht, so wird das in den Räumen O_1 befindliche Wasser durch die schlitzförmigen Oeffnungen C nach der centralen Bohrung O der Welle gedrückt, von welcher aus es durch eine Stopfbüchse in das Steigrohr gelangt. Dagegen füllen sich die Räume O_2 durch die Seitencanäle B, welche an dem anderen Ende der Welle münden. Natürlich müssen die Schieber F, welche das Saugrohr vom Druckrohre zu trennen bestimmt sind, so bewegt werden, daß sie dem Vorübergange der Kolben kein Hinderniß in den Weg stellen.

Das Quantum Wasser, welches diese Pumpen mit einer Drehaxe bei einer Umdrehung derselben liefern, ist in jedem Falle aus dem Rauminhalte bestimmt, welcher von dem rotirenden Körper in dem Gehäuse frei gelassen wird, wobei indessen zu berücksichtigen, daß die Verluste durch undichten Schluß bei diesen Pumpen meist sehr beträchtlich ausfallen.

Fig. 704.

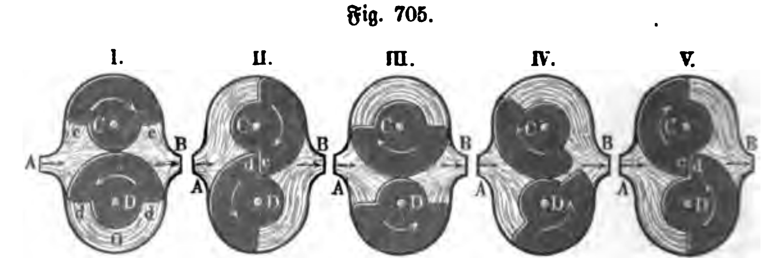


Wenn man in dem Gehäuse zwei Drehaxen anordnet, so fallen die Schieber und Abschlußtheile fort, welche bei den im Vorstehenden besprochenen Pumpen mit nur einer Drehaxe nöthig sind, um das Saugwasser von dem Druckwasser abzuschließen. Dieser Abschluß wird bei der Anordnung von zwei Drehaxen durch die stete Berührung der auf diesen Axen angebrachten Kolbenkörper erreicht, welchen letz-

teren zu dem Ende die geeignete Form gegeben werden muß. Auch in dieser Gruppe von Rotationspumpen ist die Anzahl der ersonnenen Constructionen eine sehr große, und es mögen hier nur einige Beispiele angeführt werden.

In Fig. 705 ist die Repsold'sche Pumpe in fünf verschiedenen Stellungen der beiden Rotationskörper C und D gezeichnet, woraus ersichtlich ist, daß bei einer gleichmäßigen Umdrehung der beiden Axen nach entgegen-

Fig. 705.



gesetzten Richtungen, wie die Pfeile andeuten, Wasser aus dem Rohre A angesaugt und durch die Röhre B fortgeführt wird. Die beiden Kolben C und D sind jeder aus zwei halben Cylindern von verschiedenem Durchmesser bestehend, welche durch die Stufen c und d mit einander in Verbindung stehen. Diese Stufen sind, da sie mit einander in Berührung treten, nach den Regeln der Verzahnung (s. III. 1. Verzahnung) zu begrenzen, und zwar zeigen die Figuren die Formen der Geradflankenzähne mit radialen Wurzeln und epicycloidischen Kronen. Man kann daher die Kolben C und D als einzähnige Räder auffassen. Die entgegengesetzte Bewegung wird den Axen durch zwei in einander greifende gleiche Zahnräder mitgetheilt, welche außerhalb des Gehäuses auf den Enden der durch Stopfbüchsen geführten Axen befindlich sind. Es ergiebt sich aus der Figur, daß bei einer ganzen Umdrehung jeder Kolben ein Wasserquantum gleich dem Raume O befördert, welcher von dem Kolbenkörper in einem Cylinder frei gelassen wird, der den Kolben äußerlich umschließt. Dieses Gesetz gilt übrigens ganz allgemein für alle Rotationspumpen mit zwei rotirenden Kolben.

Die Zahnradform der Kolbenkörper tritt noch deutlicher bei der Pappenheim'schen Pumpe, Fig. 706, hervor, bei welcher die äußeren Betriebsräder ganz fortfallen können, indem durch die beiden Kolben C und D selbst die drehende Bewegung, welche der einen Axe ertheilt wird, auf die andere übertragen wird. Daß bei der Umdrehung im Sinne der Pfeile das Wasser aus A angesaugt und nach B befördert wird, ist ohne Weiteres deutlich, ebenso wie die entgegengesetzte Drehung der Axen das Wasser von B nach A bewegen muß.

Derartige Pumpen sind auch wohl als Gebläsemaschinen (s. d. folg-

(Capitel) angewendet, wie die Pumpe von Root, Fig. 707, bei welcher die Kolben C und D als zweizähnige Räder anzusehen sind, und bei welcher

Fig. 706.

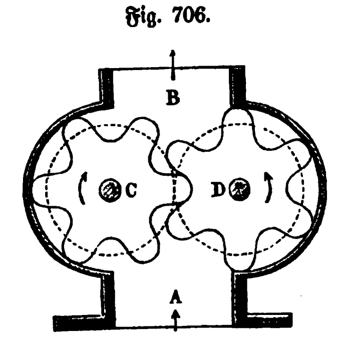
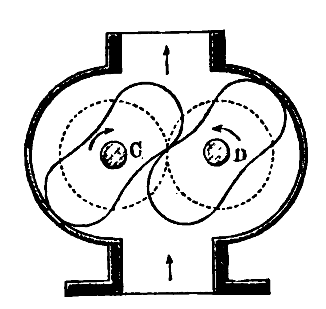
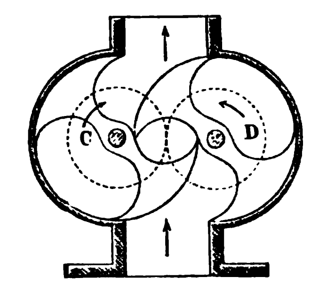


Fig. 707.



die äußeren zur Bewegungsübertragung dienenden Stirnräder nicht entbehrt werden können; dasselbe gilt auch von der durch Fig. 708 dargestellten Form dieser Pumpe, deren Wirkungsweise nach dem Vorstehenden einer besonderen Erläuterung nicht bedarf.

Fig. 708.



Eine speciellere Behandlung der vorstehenden und einer größeren Zahl anderer Constructionen findet man in Reuleaux' Kinematik in Capitel 9 und 10, welche von den Kapselwerken handeln.

Der größte Nachtheil aller Rotationspumpen besteht in der Schwierigkeit, den dichten Schluß zwischen dem Gehäuse und den rotirenden Kolben auf die Dauer zu erhalten. Insbesondere tritt diese Schwierigkeit an den Stirnflächen des Gehäuses hervor, da hier die relative Bewegung und damit die Abnutzung für verschiedene Punkte je nach deren Abstande von der Drehaxe verschieden groß ist. In Folge dessen fällt der Wasserverlust in der Regel schon nach kurzem Betriebe dieser Pumpen beträchtlich aus, besonders bei größerer Förderhöhe. Hierin dürfte der hauptsächlichste Grund zu erkennen sein, weshalb diese rotirenden Pumpen trotz der verhältnißmäßigen Einfachheit ihrer Construction und Betriebsweise nur wenig Verwendung finden. Am geeignetsten dürften derartige Pumpen noch zur Förderung dickflüssiger, breiartiger Flüssigkeiten sein, welche die Anwendung von Ventilen nicht wohl zulassen und bei denen ein besonders dichter Schluß weniger erforderlich ist. Doch wendet man in solchen Fällen meistens die im Folgenden zu betrachtenden Centrifugalpumpen an.

§. 161. Centrifugalpumpen. Diese Wasserhebungsmaschinen, bei denen, wie schon der Name erkennen läßt, vornehmlich die Centrifugalkraft zur Wirkung kommt, erzeugen den zur Erhebung des Wassers erforderlichen Druck durch die lebendige Kraft, welche dem Wasser durch ein schnell rotirendes Rad, auch Kreisel genannt, mitgetheilt wird. Dieses Rad ist zu dem Ende mit hervorstehenden Schaufeln nach Art eines Turbinenrades versehen und von einem Gehäuse umschlossen, welches die geeignete Form hat, um einerseits die Zuführung des zu hebenden, andererseits die Ableitung des gehobenen Wassers zu ermöglichen. Diese Wasserhebungsmaschinen sind eigentlich umgekehrte Reactionsturbinen, und ihre Leistung ist in ähnlicher Weise wie die der Turbinen zu beurtheilen. Man kann die Centrifugalpumpen, welche auch wohl Kreiselpumpen genannt werden, ebenfalls saugend wirken lassen, doch pflegt man die Saughöhe in der Regel nicht so groß zu wählen, wie dies bei Kolbenpumpen angängig ist, da erfahrungsgemäß der Wirkungsgrad dadurch herabgezogen wird. Auch zur Ueberwindung bedeutender Druckhöhen sind die Centrifugalpumpen aus demselben Grunde wenig geeignet, und man wird die Förderhöhe nur selten größer als etwa 15 m annehmen, nicht nur weil sonst die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades sehr groß ausfällt, sondern auch, weil mit der Druckhöhe der Wasserverlust wächst, welcher durch den zwischen dem schnell rotirenden Rade und seinem Gehäuse nothwendigen Spielraum veranlaßt wird. Der Wirkungsgrad der Centrifugalpumpen ist auch bei den besten Constructionen hinter demjenigen der Kolbenpumpen zurückbleibend, selten wird er den Werth von etwa $^2/_3$ übersteigen. Die von Morin mit einer Appold'schen Pumpe angestellten Versuche ergaben im günstigsten Falle einen Wirkungsgrad von 0,68, während andere Versuche mit Rädern von ungünstigen Verhältnissen, besonders wenn die Schaufeln eben begrenzt und radial gestellt waren, viel geringere Nutzeffecte bis zu 20 Proc. herab gaben. Ebenso lieferten die von Rittinger*) angestellten Versuche einen Wirkungsgrad, welcher den Werth 0,35 nicht überstieg. Bei guter Ausführung und zweckentsprechender Construction wird man indessen in den meisten Fällen auf einen Wirkungsgrad von 0,60 bis 0,65 rechnen dürfen. Trotzdem haben sich die Kreiselpumpen in der neueren Zeit überall da eingebürgert, wo es sich um Ueberwindung geringerer Höhen handelt, und wo es, wie z. B. bei Baugrubenentwässerungen, auf möglichste Einfachheit der Aufstellung und Inbetriebsetzung sowie auf leichte Versetzbarkeit wesentlich ankommt. Das Fortfallen von Ventilen, höchstens ist bei saugenden Pumpen eine Bodenklappe im Fußende des Saugrohres erforderlich, ist ein Vortheil der Centrifugalpumpen, welcher insbesondere zur Geltung kommt, wenn es sich um Förderung von unreinem, sandführendem Wasser handelt; ja man

---

*) S. Rittinger, Centrifugalventilatoren und Centrifugalpumpen.

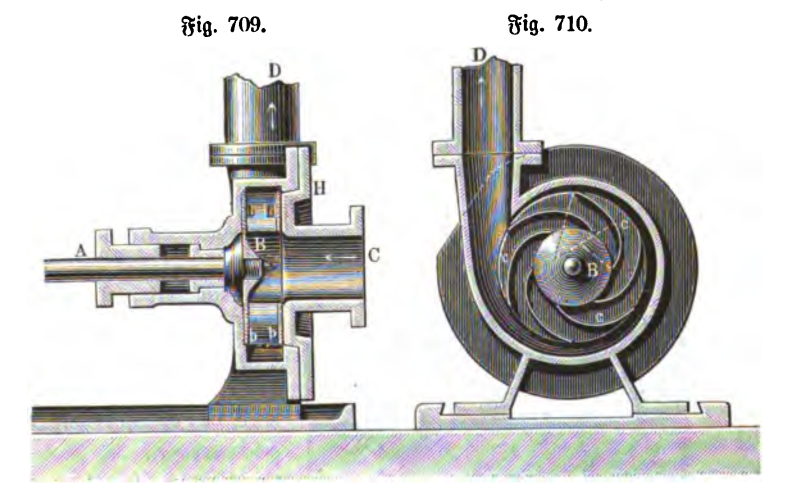
hat diese Pumpen zuweilen in Torfstichen zur Förderung von dicken breiartigen Flüssigkeiten mit Vortheil verwendet, wie man auch bei schlickartigem Boden selbst die Wirkung der Bagger durch Centrifugalpumpen ersetzt hat*).

Die Centrifugalpumpen werden sowohl mit verticaler wie horizontaler Axe ausgeführt, wählt man die erstere Construction, so stellt man häufig das Rad ganz in das Unterwasser, um eine Saugwirkung zu umgehen, während die Pumpen mit liegender Welle immer über dem Unterwasser aufgestellt werden, und daher zum Saugen eingerichtet sein müssen.

Der Betrieb geschieht meistens, wenigstens bei den kleineren liegenden Pumpen, wegen der großen Umdrehungszahl (bis zu 2000 Umdrehungen per Minute) durch Riemen, während große, stationäre Centrifugalpumpen, wie sie z. B. zur Entwässerung von Niederungen meistens vertical aufgestellt werden, auch durch Zahnräder betrieben werden, indem hierbei wegen der großen Durchmesser (bis 1,5 m und darüber) und geringen Förderhöhen die Umdrehungszahlen kleiner ausfallen.

Eine kleine Centrifugalpumpe**) mit horizontaler Axe zeigen die Figuren 709 und 710. Auf dem Ende der Axe *A* ist das aus zwei Kränzen *bb*

Fig. 709. Fig. 710.



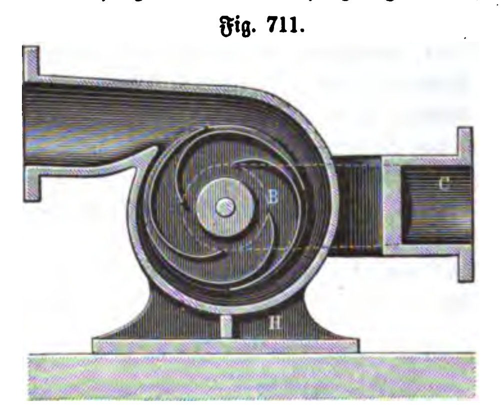
und sechs zwischen denselben befindlichen Schaufeln *c* bestehende Kreiselrad *B* befestigt, welches sich in dem spiralförmig gestalteten gußeisernen Gehäuse *H* mit 1500 bis 2000 Umdrehungen in der Minute dreht. Das durch die Saugröhre *C* aufsteigende Wasser tritt dem Rade in dessen Mitte zu, und wird von den Schaufeln ergriffen und nach außen getrieben, wo es, durch

*) Ztschr. deutsch. Ing. 1869.

**) Sammlungen von Zeichnungen für die Hütte, 1869, Tfl. 9.

das spiralförmige Gehäuse zusammengehalten, nach dem Steigrohre D geleitet wird, um in demselben zu einer Höhe emporzusteigen, welche der dem Wasser innewohnenden Geschwindigkeit bezw. Pressung entspricht. Der Betrieb geschieht durch eine Riemscheibe, welche auf der in den Lagerböcken solide unterstützten Welle A angebracht ist. Beim Angehenlassen der Pumpe ist es nöthig, das Gehäuse H zuvörderst mit Wasser zu füllen, da sonst durch die Drehung des Rades nicht genügende Luftverdünnung erreicht werden würde, um das Wasser in dem Saugrohre zum Steigen zu bringen. Es ist daher nöthig, um die Füllung mit Wasser bewirken zu können, im untersten Theile des Saugrohres direct über dem Saugkorbe ein Bodenventil anzubringen, meist in Form einer Gummiklappe, welches während des Betriebes fortwährend offen ist und sich nur beim Stillstellen der Pumpe schließt, in dieser Weise die Entleerung der Pumpe verhindernd. Behufs des Anfüllens dient eine durch eine Schraube verschließbare Füllöffnung. Das Kreiselrad dieser Pumpe hat einen Durchmesser von 160 mm, das Förderquantum wird zu 0,45 cbm pro Minute angegeben, die Hubhöhe hängt, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird, von der Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades ab. Die in Fig. 711 und Fig. 712 dargestellte Centrifugalpumpe aus der Fabrik von Henschel und Sohn*) in Cassel unterscheidet sich von der vorhergehenden außer durch die

Fig. 711.



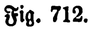
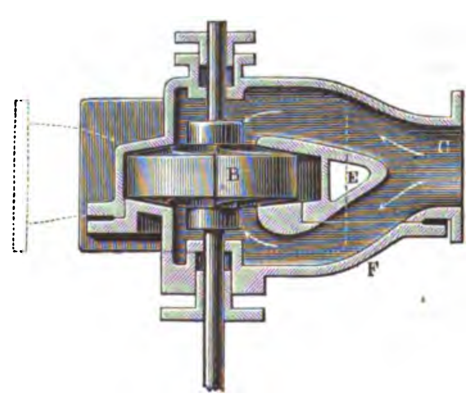


Fig. 712.



*) Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, Jahrgang 1864, Tfl. 23.

größeren Abmessungen hauptsächlich dadurch, daß das Kreiselrad *B* hierbei aus einer ebenen Scheibe besteht, welche zu beiden Seiten mit Schaufeln versehen ist. Demgemäß ist das Gehäuse auch so eingerichtet, daß das

Fig. 713.

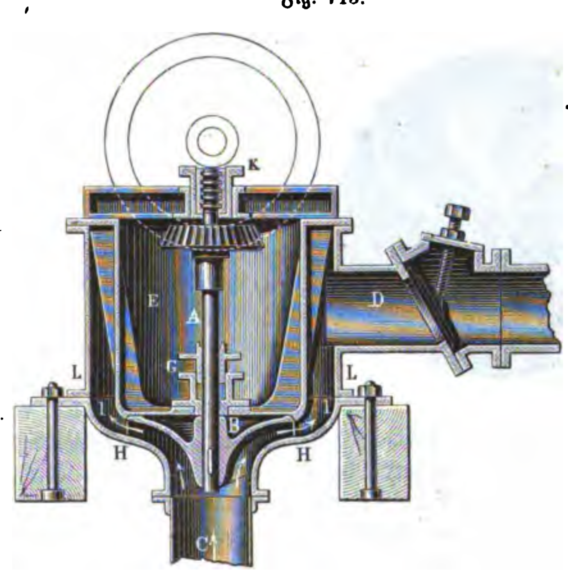
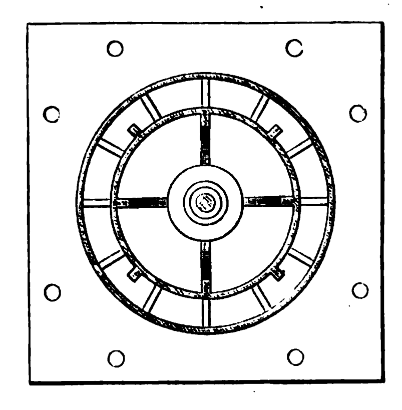


Fig. 714.



Rohr *C*, an welches das Saugrohr angeschlossen wird, zu einem gabelförmigen Canale *E* gestaltet ist, welcher dem Rade das Wasser zu beiden Seiten zuführt. Dabei ist der Deckel *F* zweckmäßig so gestaltet, daß derselbe behufs des Zugangs zum Innern leicht abgenommen werden kann, ohne das Gehäuse *H* von seinem Fundamente oder das Saugrohr vom Gehäuse entfernen zu müssen.

Als ein Beispiel für die Pumpen mit verticaler Axe, welche zuweilen vorzugsweise mit dem Namen Kreiselpumpen belegt werden, sei noch die

Schwartzkopff'sche Construction *), Fig. 713 und 714 (a. v. S.), angeführt. Hier trägt die verticale Axe A auf ihrem unteren Ende den conoidisch geformten Kreisel B, welcher auf seiner unteren Fläche mit Schaufeln versehen ist, deren Form aus Fig. 715 hervorgeht, welche eine Ansicht des Kreisels von unten darstellt. Der Kreisel ist mit geringem Zwischenraume von dem glockenförmigen Gehäuse H umgeben, welches mittelst des Obertheils L sich in das Steigrohr D fortsetzt. Der in L eingehängte Topf E trägt in seinem Boden die Stopfbüchse G für die Axe, welche oberhalb in dem Kammlager K hängt. Das Wasser tritt durch das Saugrohr C in das Gehäuse des Kreisels, wird von dem letzteren nach außen geschleudert und schiebt sich auf den entsprechend gekrümmten Flächen des Gehäuses H in das Steigrohr, in welchem es sich zu einer seiner Geschwindigkeit und hydraulischen Pressung entsprechenden Höhe erhebt. Der obere Theil des Gehäuses ist im Innern mit einer Anzahl angegossener Leitschaufeln l versehen. Diese Schaufeln haben den Zweck, durch ihre allmälige Krümmung das vom Kreisel emporsteigende Wasser, welches noch eine rotirende Bewegung besitzt, ohne Stoßwirkung in die radiale Richtung überzuführen, um die Effectverluste zu vermeiden, welche durch die sonst erzeugten Wirbel veranlaßt würden. Es muß hier bemerkt werden, daß man ähnliche Leitschaufelapparate, nach Analogie der bei den Turbinen angewandten, auch für den Eintritt des Wassers in das Rad vorgeschlagen und auch wohl zur Ausführung gebracht hat, doch sind die meisten Centrifugalpumpen mit Leitschaufeln für den Eintritt nicht versehen, und auch für den Austritt werden Leitschaufeln bei den horizontalen Centrifugalpumpen meistens nicht angewendet, da man bei diesen dem Gehäuse eine solche Form ertheilt, daß dasselbe gewissermaßen als eine einzige Leitschaufel anzusehen ist.

Fig. 715.



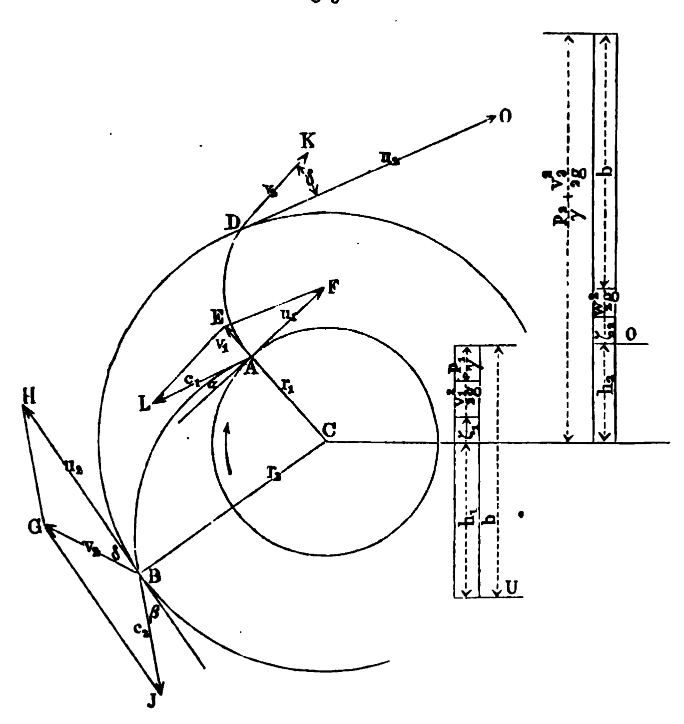
Bei der Construction der Kreiselpumpen mit verticaler Welle kann man das Bodenventil gänzlich umgehen, wenn man den Kreisel unter dem Unterwasserspiegel anbringt, doch ist nicht zu verkennen, daß bei größerer Saughöhe die Aufstellung der langen verticalen Welle und die dauernde Erhaltung derselben in der lothrechten Lage ihre Schwierigkeiten hat, besonders im Hinblick darauf, daß bei kräftiger Wirkung der Pumpe erfahrungsmäßig durch

*) Verhandlgn. d. Ver. zur Beförderung des Gewerbfl. in Preußen, Jahrg. 1865.

das energische Zuströmen des Wassers zum Saugkorbe der Boden unter demselben bedeutend gelockert wird.

Die Wirkung des Kreiselrades auf das Wasser ist in ähnlicher Art zu beurtheilen, wie diejenige des Aufschlagwassers auf die Schaufeln der Turbinen (s. Thl. II.). Zu dem Ende sei AB, Fig. 716, eine Schaufel, welche den inneren und den äußeren Kreis vom Halbmesser r_1 resp. r_2 unter den

Fig. 716.



Winkeln α und β schneiden möge. Setzt man den gewöhnlichen Fall voraus, daß das Wasser dem inneren Kreise ohne Leitschaufeln, also in radialer Richtung zugeführt wird, und bezeichnet man mit v_1 die absolute Eintrittsgeschwindigkeit AE des Wassers, so muß bekanntlich, wenn $AF = u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit des inneren Kreises A ist, zur Vermeidung eines Stoßes das erste Element der Schaufel in A die Richtung AL der Geschwindigkeit c_1 haben, mit welcher das Wasser relativ gegen das rotirende Rad seine Bewegung beginnt. Man hat daher als Bedingung des stoßfreien Eintrittes die Gleichung:

$$c_1^2 = v_1^2 + u_1^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

In Folge der anfänglichen Geschwindigkeit v_1 des Wassers und der gleichzeitigen Drehung des Rades wird ein bei A eingetretener Wassertropfen einen absoluten Weg im Rade durchlaufen, welcher etwa durch die Curve AD dargestellt sein mag, die den äußeren Radumfang in D unter dem Winkel $KDO = \delta$ schneiden möge. Bezeichnet man mit v_2 die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad in der Richtung DK verläßt, und ist $u_2 = DO = BH$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am äußeren Umfange, so erhält man die relative Geschwindigkeit c_2, mit welcher sich das Wasser auf dem letzten Elemente B der Schaufel AB entlang bewegt, als die Resultirende BJ aus der absoluten Geschwindigkeit $BG = v_2$ und der entgegengesetzt genommenen Radgeschwindigkeit $GJ = HB = -u_2$. Man hat daher aus dem Dreiecke GBJ die Gleichung:

$$c_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2\, v_2 u_2 \cos \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Das bei A in das Rad eintretende Wasser hat außer seiner Geschwindigkeit v_1 noch eine gewisse hydraulische Pressung p_1, welche durch eine Wassersäule von der Höhe $\frac{p_1}{\gamma}$ dargestellt sein möge, und ebenso möge mit $\frac{p_2}{\gamma}$ die hydraulische Pressungshöhe des bei B mit der absoluten Geschwindigkeit v_2 aus dem Rade austretenden Wassers bezeichnet werden. Für diese Pressungen nun lassen sich die Beziehungen leicht angeben, wenn b die Wasserbarometerhöhe, h_1 die Saughöhe vom Unterwasserspiegel U bis zur Axe C und h_2 die Druckhöhe von der Axe C bis zum Oberwasserspiegel O bedeutet, und wenn ζ_1 und ζ_2 die Wassersäulen vorstellen, welche den Bewegungswiderständen im Saugrohr resp. Druckrohr zukommen. Wie aus der Figur ersichtlich ist, hat man

$$\frac{p_1}{\gamma} = b - h_1 - \zeta_1 - \frac{v_1^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Ferner hat man, da das aus dem Rade mit der Geschwindigkeit v_2 und der Pressung p_2 ausströmende Wasser im Stande sein muß, nicht nur die Steighöhe h_2 nebst dem Atmosphärendrucke b und der Widerstandshöhe ζ_2 zu überwinden, sondern auch dem Wasser die Ausflußgeschwindigkeit w zu ertheilen:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = h_2 + b + \zeta_2 + \frac{w^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Um nun zu finden, welche Geschwindigkeit u_2 des Rades erforderlich ist, um dem Wasser die erforderliche Wirkungsfähigkeit zu ertheilen, bemerke man, daß dem Wasser beim Durchgange durch das Rad von A nach B nach dem in Thl. I, Abschn. V, Cap. 3 Gesagten durch die Centrifugalkraft ein Zuwachs an lebendiger Kraft ertheilt wird, welche der Höhe

$$\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

entspricht, von welcher Höhe indessen die den Widerständen beim Durchgange

zwischen den Radschaufeln zugehörige Wassersäulenhöhe ζ_r in Abzug gebracht werden muß. Mit Rücksicht hierauf findet man daher die Gleichung, welche der Wirkung des rotirenden Kreisels auf das hindurchpassirende Wasser entspricht:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g}\right) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \zeta_r \quad . \quad . \quad (5)$$

Setzt man in diese Gleichung aus 1 bis 4 die Werthe für c_1^2, c_2^2, p_1 und p_2 ein, so erhält man nach einfacher Reduction:

$$h_1 + h_2 + \zeta_1 + \zeta_2 + \frac{w^2}{2g} - \frac{2 v_2 u_2 \cos\delta}{2g} = -\zeta_r,$$

oder wenn die ganze Förderhöhe $h_1 + h_2 = h$, und die Summe aller hydraulischen Widerstandshöhen

$$\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_r = \zeta$$

gesetzt wird,

$$h + \zeta + \frac{w^2}{2g} = \frac{v_2 u_2 \cos\delta}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Um hieraus die äußere Radgeschwindigkeit u_2 zu ermitteln, setzt man aus dem Dreieck BGH:

$$v_2 = u_2 \frac{\sin\beta}{\sin(\beta + \delta)}$$

und findet

$$u_2 = \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w_2}{2g}\right)\frac{\sin(\beta + \delta)}{\sin\beta\cos\delta}}$$

$$= \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)(1 + tg\,\delta\, cotg\,\beta)} \quad . \quad . \quad (7)$$

Ebenso folgt die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$v_2 = \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)\frac{\sin\beta}{\cos\delta\sin(\beta + \delta)}} \quad . \quad . \quad (8)$$

Aus (7) findet sich die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades, wenn man δ und β sowie ζ und w kennt. Für die Winkel δ und β kann man nach Grove*) passend

$tg\,\delta = 0{,}5$; also $\delta = 26^0\ 34'$ und
$tg\,\beta = 0{,}3$; also $\beta = 16^0\ 42'$ annehmen.

Ebenso genügt es, die zur Ausflußgeschwindigkeit w gehörige Höhe $\frac{w^2}{2g}$ gleich etwa 3 Proc. der Förderhöhe h zu setzen. Nimmt man ferner noch die ganze Widerstandshöhe ζ nach den vorliegenden Erfahrungen zu 0,42 h an, so erhält man mit diesen Werthen die äußere Radgeschwindigkeit

$$u_2 = 1{,}4\sqrt{2gh},$$

d. h. um etwa 40 Proc. größer, als die zu der Förderhöhe h gehörige Fallgeschwindigkeit. Ebenso folgt mit diesen Werthen die absolute Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Rade

*) Mittheil. des Gew.-Ver. f. Hannover 1869, S. 130.

$$v_2 = 0{,}6\sqrt{2gh}.$$

Bezeichnet nun r_1 den inneren und r_2 den äußeren Radhalbmesser, so findet man die Umdrehungszahl pro Minute zu

$$n = \frac{30\,u_2}{\pi r_2} = 9{,}55\,\frac{u_2}{r_2}.$$

Die lichte Weite b_2 des Rades am äußeren Umfange ermittelt sich ferner, wenn die Anzahl der Schaufeln gleich z und deren normale Dicke s ist, und wenn Q das in der Secunde zu förderende Wasserquantum bedeutet, durch die Gleichung

$$Q = (2\pi r_2 \sin\beta - z s)\, b_2 v_2.$$

Ebenso hat man für den Eintritt des Wassers die Gleichung

$$Q = \left(2\pi r_1 - \frac{z s}{\sin\alpha}\right) b_1\, v_1,$$

woraus eine der Größen b_1, v_1 oder r_1 bestimmt werden kann, wenn in Betreff der anderen geeignete Annahmen gemacht werden. So kann man z. B. mit Grove voraussetzen, daß die radiale Componente der Wassergeschwindigkeit beim Durchgange durch das Rad constant bleiben solle, d. h. daß

$$v_1 = v_2 \sin\delta$$

sei, dann folgt, da

$$v_1 = u_1\, tg\,\alpha = \frac{r_1}{r_2}\, u_2\, tg\,\alpha$$

ist, aus

$$v_2 \sin\delta = \frac{r_1}{r_2}\, u_2\, tg\,\alpha$$

für den Winkel α am Schaufelanfange

$$tg\,\alpha = \frac{r_2}{r_1}\,\frac{v_2}{u_2}\,\sin\delta = \frac{r_2}{r_1}\,\frac{\sin\beta\,\sin\delta}{\sin(\beta+\delta)}.$$

Legt man z. B. das gebräuchliche Verhältniß $\frac{r_2}{r_1} = 2$ zu Grunde, so ergiebt sich mit den oben angegebenen Werthen von $\beta = 16^0\,42'$ und $\delta = 26^0\,34'$

$$tg\,\alpha = 0{,}375, \text{ oder } \alpha = 20^0\,30'.$$

Ebenso kann man passend die Annahme machen, daß der Eintrittsquerschnitt des Wassers in das Rad gleiche Größe habe mit dem Querschnitte des Rohres, welches das Wasser zuführt, daß man also, wenn von der Verengung durch die Schaufeldicken abgesehen wird, $\pi r_1^2 = 2\pi r_1 b_1$ setzt, woraus die lichte Radweite im Innern $b_1 = \frac{r_1}{2}$ folgt, u. s. w.

Ueber die Anzahl der Schaufeln und deren Dicke können dieselben Regeln wie für Turbinen gelten, meist liegt die Schaufelzahl für mittelgroße Räder zwischen 4 und 10, die Dicke etwa zwischen 5 und 10 mm.

Hat man die Winkel α und β bestimmt, unter welchen die Schaufeln den inneren und äußeren Radkranz schneiden, so wird man die Schaufel-

form nur auf Grund einer bestimmten Voraussetzung feststellen können. Eine Ermittelung der vortheilhaftesten Schaufelform durch Rechnung ist nicht angängig, da eine solche Rechnung nur möglich sein würde, wenn man die Widerstände des Wassers bei der Bewegung durch das Rad durch analytische Ausdrücke darstellen könnte, denn man wird diejenige Schaufelform die vortheilhafteste nennen müssen, für welche diese Widerstände am kleinsten sind. Wären solche Widerstände überhaupt nicht vorhanden, so würde jede beliebige Schaufelform, welche mit den Radumfängen die geforderten Winkel α und β bildet, dem Zwecke gleich gut entsprechen. So lange daher über die Widerstände des Wassers zwischen den Schaufeln nichts Bestimmteres angegeben werden kann, wird die Ermittelung der Schaufelform hier wie bei den Turbinen lediglich auf gewissen Voraussetzungen beruhen.

Solche Voraussetzungen hat man z. B. hinsichtlich des Gesetzes gemacht, nach welchem die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchlaufen des Rades sich ändern soll. So z. B. hat man wohl die Bedingung gestellt, die radiale Geschwindigkeitscomponente des Wassers solle constant bleiben, und die tangentiale Geschwindigkeit nach einem bestimmten Gesetze*) zunehmen, und hat hieraus den absoluten Wasserweg und aus diesem die Schaufelform ermittelt, wie bei den Turbinen (s. Thl. II.). Bei der Willkürlichkeit, welche allen derartigen Voraussetzungen anhaftet, dürfte es ebenso gerechtfertigt sein, direct für die Schaufeln eine möglichst einfache Form anzunehmen, etwa einen Kreisbogen, welcher die beiden Radkreise unter den geforderten Winkeln α und β schneidet. Um einen solchen Kreisbogen zu verzeichnen, trage **) man in einem beliebigen Punkte B des äußeren Radkreises, Fig. 717, an die Tangente BH den Winkel $HBJ = \beta$, und an den Radius CB den Winkel $BCN = \alpha + \beta$ an. Zieht man nun von B eine Gerade durch den dadurch erhaltenen Schnittpunkt N bis zum zweiten Durchschnitt A mit dem inneren Radkreise, so entspricht ein durch A und B gelegter Kreisbogen, dessen Mittelpunkt K auf der in B zu BJ Senkrechten gelegen ist, der geforderten Bedingung, wie aus der Figur leicht zu erkennen ist, denn aus dem gleichschenkeligen Dreiecke CNA folgt $CNA = CAN$ oder $\alpha + \beta + x = y + \beta + x$, woraus $CAK = y = \alpha$ resultirt.

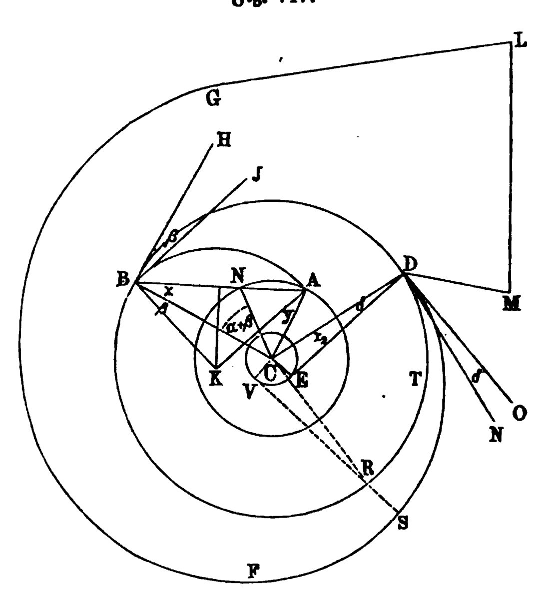
Der Leitschaufelapparat, welcher den Zweck hat, das am Radumfange unter dem Winkel δ austretende Wasser aufzunehmen und in geeigneter Weise in die Richtung des Steigrohres überzuführen, wird, wie schon oben bemerkt wurde, bei den horizontalen Centrifugalpumpen durch das Kreiselgehäuse gebildet, indem dessen Umfang gewissermaßen als einzige Leitschaufel

*) S. u. A. Fink, Theorie der Centrifugalpumpen. Zeitschr. d. Ing. 1868, S. 1.

**) S. den Artikel von Grove. Mitthgn. d. Gew. V. f. Hannov. 1869.

anzusehen ist. Man läßt dieses Gehäuse in einem Punkte D dicht bis fast zur Berührung an den Kreisel herantreten, und giebt ihm hier die Richtung des austretenden Wassers, indem man den Winkel $NDO = \delta$ macht. Eine passende Form des Gehäuses erhält man dann in der Kreisevolvente DFG desjenigen

Fig. 717.



Kreises, welcher concentrisch zum Rade mit dem Halbmesser $CE = r_2 \sin \delta$ beschrieben ist. Hierbei ist nämlich für jeden Punkt, z. B. R, im Umfange des Rades der zur Austrittsgeschwindigkeit des Wassers senkrechte Querschnitt des Gehäuses RS gleich demjenigen Austrittsquerschnitte des äußeren Radumfanges DTR, welcher das durch RS abzuführende Wasser liefert. Bezeichnet man nämlich den Winkel

$$DCR = ECV \text{ mit } \varphi,$$

so ist

$$RS = arc\,VE = r_2 \sin \delta \,.\, \varphi,$$

daher der Durchgangsquerschnitt für das Wasser an dieser Stelle durch $b_2 r_2 \varphi \sin \delta$ gegeben ist, wenn dem Gehäuse dieselbe lichte Weite b_2 wie dem Rade gegeben wird. Ebenso groß ist aber auch, abgesehen von der Verengung durch die Dicken der Schaufeln, der Querschnitt, welcher auf dem Radumfange $DTR = r_2 \varphi$ dem unter dem Winkel δ austretenden Wasser dargeboten wird. An dieses Gehäuse schließt sich natürlich der Hals $GLMD$ an, welcher in geeigneter Weise die Ueberführung des Wassers nach dem Steigrohre vermittelt.

Die zum Betriebe der Pumpe erforderliche Arbeit ist gleich derjenigen, welche dazu gehören würde, um die per Secunde geförderte Wassermenge Q auf die Höhe

$$h + \zeta + \frac{w^2}{2g}$$

zu erheben, so daß sich die erforderliche Anzahl Pferdekräfte zu

$$N = \frac{Q\gamma}{75}\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right) = 13{,}33\ Q\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)$$

bestimmt. Der Wirkungsgrad der Pumpe ist, da das Wasser factisch nur auf die Höhe h gehoben wird, durch

$$\eta = \frac{h}{h + \zeta + \frac{w^2}{2g}}$$

gegeben. Mit den oben angenommenen mittleren Werthen von $\zeta = 0{,}42\,h$ und $\frac{w^2}{2g} = 0{,}03\,h$ erhielte man sonach einen Wirkungsgrad der Pumpe von

$$\eta = \frac{h}{1{,}45\,h} = 0{,}69.$$

Hierbei sind die Widerstände der Zapfenreibung nicht berücksichtigt, welche durch den Zug des Riemens und das geringe Gewicht des Rades erzeugt werden, diese Widerstände sind nach den dafür angegebenen Regeln in jedem Falle besonders zu ermitteln.

Beispiel. Welche Verhältnisse sind einer Centrifugalpumpe zu geben, welche in jeder Minute 6 cbm Wasser auf 5 m Höhe befördern soll?

Nimmt man etwa $\beta = 15^0$ und $\delta = 25^0$ an, so erhält man, wenn

$$\zeta + \frac{w^2}{2g} = 0{,}5\,h$$

gesetzt wird, die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades nach (7)

$$u_2 = \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)(1 + tg\,\delta \cdot cotg\,\beta)}$$

$$= \sqrt{9{,}81\,.\,5\,.\,1{,}5\,(1 + 0{,}466\,.\,\ 3{,}73)} = 14{,}20\ \text{m}$$

und die absolute Austrittsgeschwindigkeit nach (8)

$$v_2 = \sqrt{9{,}81\,.\,5\,.\,1{,}5\,.\ \frac{sin\,15^0}{cos\,25^0\ sin\,40^0}} = 5{,}72\ \text{m}.$$

Die radiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit ist daher

$$v_2\,sin\,\delta = 5{,}72\,.\,0{,}423 = 2{,}42\ \text{m}.$$

Soll das Wasser mit dieser Geschwindigkeit auch radial in das Rad und durch das Saugrohr sich bewegen, so ergiebt sich dessen Durchmesser d aus

$$\frac{\pi d^2}{4} v_2 \sin\delta = Q \text{ zu } d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{6}{60 \,.\, 2{,}42}} = 0{,}230 \text{ m}.$$

Giebt man daher dem Rade einen inneren Durchmesser von 0,24 m, macht also $r_1 = 0{,}12$ und $r_2 = 2 r_1 = 0{,}24$ m, so erhält man zunächst die innere Umfangsgeschwindigkeit

$$u_1 = \frac{r_1}{r_2} u_2 = \frac{1}{2} 14{,}2 = 7{,}1 \text{ m},$$

und daher den inneren Schaufelwinkel α aus

$$tg\,\alpha = \frac{v_1}{u_1} = \frac{2{,}42}{7{,}1} = 0{,}341,$$

woraus $\alpha = 18^0 50'$ folgt. Nimmt man nun sechs Schaufeln von 6 mm Dicke an, so erhält man die lichte Weite b_1 des Rades innen durch

$$\left(2\pi r_1 - \frac{z s}{\sin\alpha}\right) b_1 v_1 = Q,$$

oder

$$\left(2\pi \,.\, 0{,}12 - \frac{6 \,.\, 0{,}006}{0{,}323}\right) 2{,}42 \,.\, b_1 = \frac{6}{60}$$

zu $b_1 = 0{,}065$ m und ebenso die äußere Weite b_2 aus

$$Q = \left(2\pi r_2 - \frac{z s}{\sin\beta}\right) v_2 \sin\delta\, b_2$$

zu

$$b_2 = \frac{0{,}1}{\left(2\pi \,.\, 0{,}24 - \frac{0{,}036}{0{,}259}\right) 2{,}42} = 0{,}030 \text{ m}.$$

Die Umdrehungszahl des Rades ergiebt sich schließlich zu

$$n = \frac{60\, u_2}{2\pi r_2} = \frac{30 \,.\, 14{,}20}{3{,}14 \,.\, 0{,}24} = 564 \text{ Umdrehungen}$$

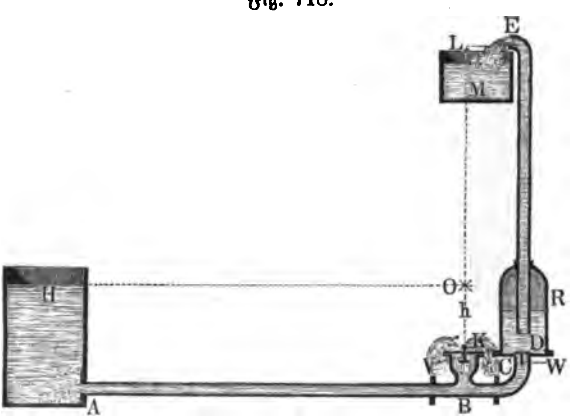
pro Minute und die erforderliche Betriebskraft zu

$$N = \frac{Q\gamma}{75}\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right) = \frac{6 \,.\, 1000}{60 \,.\, 75} \,.\, 5 \,.\, 1{,}5 = 10 \text{ Pferdekraft}.$$

§. 162. **Der hydraulische Widder.** Anstatt dem Wasser die zu seiner Erhebung auf bestimmte Höhe erforderliche Geschwindigkeit durch die Einwirkung eines schnell rotirenden Schaufelrades zu ertheilen, kann man zu diesem Zwecke auch die lebendige Kraft des durch eine Röhre fließenden Wassers benutzen, wenn man über Aufschlagwasser von genügendem Gefälle verfügen kann. Hierauf beruht der 1796 von Montgolfier erfundene hydraulische Widder oder Stoßheber, bei welchem ein Theil des Aufschlagwassers direct auf eine größere als die Gefällshöhe emporgedrückt wird. Die wesentliche Einrichtung eines hydraulischen Widders ist folgende. Der Behälter HA, Fig. 718, in welchem das Aufschlag- und Hubwasser angesammelt wird, steht durch eine Leitungsröhre ABC mit dem Windkessel R in Verbindung, und in letzteren mündet eine Steigröhre DE ein, deren

Mündung E über dem zur Aufnahme des Hubwassers dienenden Behälter LM steht. Ferner ist die Einmündung C der Leitungsröhre in den

Fig. 718.



Windkessel durch ein sich nach oben öffnendes Ventil W, das sogenannte Steigventil, dagegen die kurze Seitenröhre BK mit einem sich nach unten öffnenden Ventil, dem sogenannten Sperrventil V, versehen.

Um die Wirkungsweise dieser Wasserhebungsmaschine zu erklären, denke man sich anfangs die beiden Ventile V und W verschlossen, und die beiden Röhren ABC und DE gänzlich mit Wasser, sowie den Windkessel R theils mit Wasser, theils mit Luft angefüllt. Wird nun durch Niederdrücken des Ventiles V die Mündung K eröffnet, so erfolgt der Ausfluß des Wassers durch K, sowie das Nachfließen desselben aus dem Behälter AH in der Röhre AB. Hierbei ist der hydraulische Druck auf die obere Fläche des Sperrventils wegen der größeren Wassergeschwindigkeit geringer als der hydraulische Druck auf die untere Ventilfläche, und deshalb schließt sich das Ventil, sobald die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers einen gewissen Betrag erreicht hat, bei welchem der Ueberdruck von unten das Eigengewicht des Ventiles übertrifft. In Folge dieses Ventilschlusses wird das in AB in Bewegung befindliche Wasser das Steigventil aufstoßen, und es wird so lange Wasser in den Windkessel R gedrückt, bis die lebendige Kraft des Wassers in der Leitungsröhre gänzlich dadurch aufgezehrt ist. Mit dem Eintreten von Wasser in den Windkessel ist ein Zusammendrücken der Luft in demselben und ein Ausgießen durch die Ausmündung E der Steigröhre DE verbunden. Nachdem nun auf diese Weise das Wasser in AB zur Ruhe gekommen ist, so nimmt dasselbe, in Folge des größeren Druckes auf der Seite des Windkessels allmälig die umgekehrte Bewegung in der Richtung von B nach A an, und da sich hierbei sehr bald das Steigventil W schließt, so hört dann auch das Nachfließen

des Wassers aus D auf; es gewinnt nun die Atmosphäre das Uebergewicht über den Druck des Wassers in B und stößt das Sperrventil wieder nieder, so daß nun selbstthätig ein neues Spiel beginnen kann.

Der in Fig. 719 abgebildete hydraulische Widder, welcher zu Saint-Cloud

Fig. 719.



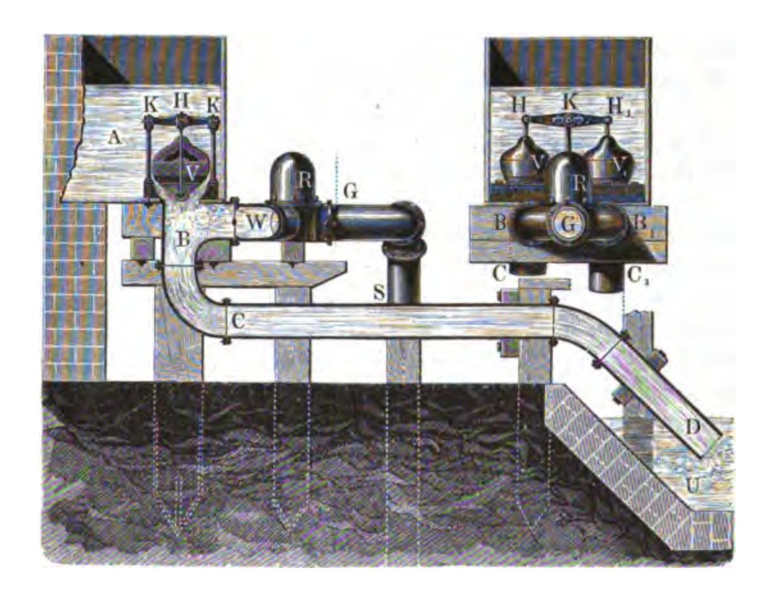
bei Paris arbeitet und von Montgolfier selbst hergestellt worden ist, weicht in der angegebenen Einrichtung vorzüglich durch die Anwendung von zwei Windkesseln ab. Es ist hier AB das Ende der Leitungsröhre, V das Sperrventil, R der Windkessel mit der Steigröhre DE; außerdem ist aber noch ein Windkessel S angebracht, welcher einerseits durch das Rohr C mit der Ventilkammer BK und auf der anderen Seite durch die Steigventile W, W mit dem äußeren Windkessel R communicirt. Der innere Windkessel ist angebracht, um durch die in demselben eingeschlossene Luft die nachtheiligen Wirkungen der mit dem plötzlichen Auf- und Abschließen des Sperrventiles verbundenen Stöße zu schwächen, wodurch nicht allein die Maschine selbst mehr geschont, sondern auch die Wirksamkeit derselben erhöht wird.

Um die Luft wieder zu ersetzen, welche sich unter dem höheren Drucke im Windkessel R nach und nach mit dem Wasser verbindet und durch die Steigröhre abgeführt wird, bringt man am Boden des Windkessels R noch ein Mundstück H an, welches mit einem sich nach innen öffnenden Ventile versehen ist. Dieses Ventil öffnet sich bei der rückgängigen Bewegung des Wassers in der Leitungsröhre, sowie der Druck desselben unter den Atmo-

sphärendruck sinkt, und es dringt auf diese Weise bei jedem Spiele eine kleine Luftmenge in die Windkessel *S* und *R*, welche die durch die Steigröhre abgeführte Luftmenge ersetzt, so daß beide Windkessel immer die gehörige Luftmenge behalten.

Man kann auch den hydraulischen Widder so einrichten, daß er das Wasser mittelst Saugen emporhebt. Einen solchen saugenden hydraulischen Widder hat schon Boulton*) ausgeführt, auch Hachette behandelt in seinem Traité élémentaire des Machines diese Maschine unter dem Namen bélier aspirateur. In der neueren Zeit ist von dem belgischen Ingenieur Leblanc**) ein doppeltwirkender saugender Stoßheber zur Wasserhaltung beim Schleusen-, Quai- und Brückenbau construirt und in Anwendung gebracht worden, welcher in Fig. 720 abgebildet ist. Es ist *A* der Speisebehälter, *B C D* die in denselben einmündende Leitungsröhre, ferner

Fig. 720.



S G der obere Theil der Saugröhre, *R* ein Windkessel, und *B R* das vom letzteren nach der Leitungsröhre führende Communicationsrohr. Das Sperrventil des gewöhnlichen Stoßhebers ist hier durch das Eintrittsventil *V*, sowie das Steigventil des ersteren durch das Saugventil *W* ersetzt. Ist *V* er-

*) Journal des mines, Bd. II.

**) Annales des ponts et chaussées, 3. Ser. 7. année 1858 und Civil-Ingenieur, Bd. 5.

öffnet, so fließt das Wasser aus A in die Leitungsröhre, und in derselben weiter bis in den Sumpf U. Nachdem hierbei die Geschwindigkeit des Wassers in BCD eine gewisse Größe erreicht hat, wird V von dem darüber stehenden Wasser niedergedrückt, und da nun aus A kein Wasser mehr nachfließen kann, so sinkt der Druck des Wassers bei B unter den Atmosphärendruck herab, und es eröffnet sich in Folge des Ueberdrucks von der Seite des mit verdünnter Luft angefüllten Saugwindkessels das Saugventil W. In Folge dessen setzt nun der atmosphärische Ueberdruck in der Röhre SG das Wasser in aufsteigende Bewegung, wobei es auf dem Wege RWB in die Leitungsröhre und von da weiter bis zum Abfluß bei U gelangt. Diese Bewegung dauert jedoch nur eine kurze Zeit, denn sobald die lebendige Kraft des Wassers in der Leitungsröhre aufgezehrt ist, gewinnt der Druck des Wassers in der Röhre BC wieder das Uebergewicht über den Druck in RW, da der Wasserspiegel U höher steht als der des Unterwassers, unter welchem die Saugröhre S einmündet. Es verschließt sich in Folge dessen wieder das Ventil W, und nachdem das Wasser in der Leitungsröhre zur Ruhe gelangt, öffnet sich das Ventil V und es beginnt ein neues Spiel. Wir haben bei dieser Beschreibung nur eine Leitungsröhre, ein Eintrittsventil u. s. w. vorausgesetzt. Bei dem doppeltwirkenden Stoßheber von Leblanc sind aber, mit Ausnahme der Saugröhre und des Windkessels, alle Theile doppelt; es münden also auch zwei, mit je einem Eintrittsventile versehene Leitungsröhren in das Speisereservoir, und es steht auch der Windkessel durch je eine Seitenröhre mit je einer Leitungsröhre in Verbindung. Um die harten Stöße zu vermeiden, sind sowohl die Ventile V, V_1 (II) als auch die Ventilsitze aus zusammengepreßten Lederscheiben gebildet, auch bestehen die Saugventile in aufgehangenen Lederklappen. Uebrigens hängen beide Ventile mittelst ihrer Stiele an einem um die horizontale Axe KK drehbaren gleicharmigen Hebel HKH_1; deshalb ist mit dem Schließen des einen Ventiles auch das Eröffnen des anderen verbunden, und es werden ebenso die beiden Saugventile W und W_1 abwechselnd eröffnet und geschlossen.

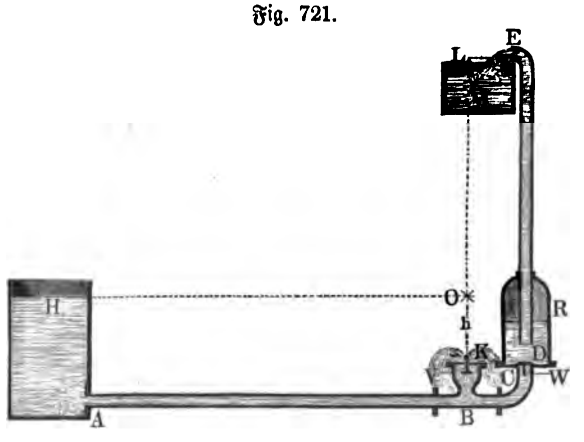
Bei dem beschriebenen saugenden Doppelstoßheber ist die Weite sämmtlicher Röhren und Mündungen 0,2 m, ferner die Länge der Leitungsröhre 3,29 m, das Gefälle 1,7 m und die Förderhöhe 2,25 m. Ueber die Wirkung desselben sind genaue Angaben nicht bekannt, nur wird angegeben, daß dieser Heber ebensoviel leistet als sechs hölzerne Pumpen, von denen jede 12 Arbeiter zur Bedienung erfordert.

Ueber die Leistungsfähigkeit des gewöhnlichen Stoßhebers sind von Eytelwein sehr ausführliche Versuche, und zwar an zwei Modellen angestellt worden. Die Ergebnisse derselben enthält die Schrift: Bemerkungen über die Wirkung und vortheilhafte Anwendung des Stoßhebers von J. A. Eytelwein, Berlin 1805. Das größere der Versuchs-

modelle hatte eine horizontale Leitungsröhre von 65 mm, eine Steigröhre von 26 mm Weite und einen aus Kupfer getriebenen Windkessel von 0,235 m Weite und 0,314 m Höhe. Sowohl die Röhrenlängen als auch die Gefälle und die Förderhöhe wurden innerhalb weiter Grenzen mehrfach abgeändert. Die kleinste Länge der Leitungsröhre war 3,6 m, die größte 13,65 m, die Länge der Steigröhre betrug 10 bis 15,5 m, ferner betrug das Gefälle oder die Druckhöhe 0,31 bis 3,13 m, und die Förderhöhe 4,7 bis 14,8 m. Uebrigens kamen bei den Versuchen an dem größeren Stoßheber fünf verschiedene tellerförmige Sperrventile vor, und von denselben hatte nur das eine eine Durchflußöffnung, deren Querschnitt von 23,9 qcm nahe gleich dem Querschnitt von 25,24 qcm der Leitungsröhre war. Das Steigventil war aus Messing, und bestand entweder in einer hängenden Klappe, oder in einem horizontal ausschiebenden Tellerventil. Die Anzahl der Spiele oder Schläge pro Minute betrug 10 bis 180, das Aufschlagwasserquantum in eben dieser Zeit 0,0044 bis 0,170 cbm, und die gehobene Wassermenge 0,75 bis 31 l.

Bezeichnet Q das durch das Sperrventil abgeflossene Wasserquantum, und Q_1 die durch die Steigröhre emporgeförderte Wassermenge, ferner h das Gefälle OK, Fig. 721, vom Wasserspiegel H im Speisereservoir bis zur

Fig. 721.



Ausmündung K des Sperrventiles gemessen, und h_1 die Förderhöhe OL, von eben diesem Wasserspiegel bis zur Ausgußmündung E gerechnet, so ist der Wirkungsgrad des Stoßhebers:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h}$$

zu setzen. Eytelwein berechnet aus seinen 1123 theils mit dem großen, theils mit dem kleinen Stoßheber angestellten Versuchen:

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2 \sqrt{\frac{h_1}{h}},$$

wonach sich nun für

das Höhenverhältniß $\frac{h_1}{h}$ =	1	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20
der Wirkungsgrad η =	0,920	0,837	0,774	0,720	0,673	0,630	0,555	0,488	0,427	0,345	0,226

herausstellt. Es nimmt also hiernach der Wirkungsgrad des Stoßhebers um so mehr ab, je größer bei gegebenem Gefälle h die Förderhöhe h_1 ist, und deshalb schlägt Eytelwein vor, bei größeren Förderhöhen statt eines Stoßhebers mehrere derselben, wovon der eine dem anderen das Wasser zuhebt, in Anwendung zu bringen. Noch zieht Eytelwein aus den Ergebnissen seiner Versuche folgende wichtige Constructionsregeln.

1. Die verbrauchten Wassermengen $(Q + Q_1)$ verhalten sich ungefähr wie die Quadrate der Durchmesser (d) der Leitungsröhren, und es ist, wenn $60\,(Q + Q_1)$ die Wassermenge pr. Minute in Cubikzollen bedeutet, die erforderliche Weite der Leitungsröhre:

$$d = \frac{\sqrt{60\,(Q + Q_1)}}{21} \text{ Zoll},$$

oder, wenn man $Q + Q_1$ in Cubikmetern giebt, nahezu

$$d = 300 \sqrt{60\,(Q + Q_1)} \text{ mm}.$$

2. Die Länge l der Leitungsröhre muß der Steighöhe h_1 angemessen sein und läßt sich

$$l = h_1 + 0{,}3\,\frac{h_1}{h} \text{ Meter setzen.}$$

3. Die Weite d_1 der Steigröhre ist von untergeordnetem Einfluß auf die Wirkung der Maschine; es genügt, wenn man $d_1 = \frac{1}{2}\,d$ macht.

4. Der Sperrmündung ist derselbe Querschnitt zu geben, wie der Leitungsröhre, auch ist

5. das Gewicht des Sperrventiles möglichst klein, nur der erforderlichen Festigkeit entsprechend zu machen.

6. Uebrigens kann das Sperrventil unter Wasser stehen, ohne daß dadurch die Leistung der Maschine beeinträchtigt wird.

7. Beide Ventile müssen möglichst nahe an einander stehen.

8. Der Windkessel vermindert die Erschütterungen und trägt zur Erhöhung der Leistung der Maschine bei. Es ist hinreichend, den Fassungsraum des Windkessels gleich dem der Steigröhre zu machen.

Beispiel. Man soll für ein Gefälle von 2 m einen Stoßheber construiren, welcher pr. Minute 30 l Wasser 8 m hoch hebt.

Es ist hier $h = 2$, $h_1 = 8$, folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1{,}12 - 0{,}2\ \sqrt{4} = 0{,}72.$$

Nun folgt das erforderliche Aufschlagwasserquantum

$$60\ Q = 60\ \frac{Q_1\, h_1}{\eta\, h} = \frac{0{,}03\ .\ 8}{0{,}72\ .\ 2} = 0{,}167 \text{ cbm},$$

daher der ganze Wasserverbrauch pro Minute:

$$60\ (Q + Q_1) = 0{,}03 + 0{,}167 = 0{,}197 \text{ cbm},$$

und die erforderliche Weite der Leitungsröhre, sowie die der Ventilmündungen:

$$d = 300\ \sqrt{60\ (Q + Q_1)} = 300\ \sqrt{0{,}197} = 133 \text{ mm};$$

wogegen für die Steigröhre die Weite $d_1 = \frac{1}{2}\, d = 66$ mm genügt.

Die Länge der Leitungsröhre ist

$$l = h_1 + 0{,}3\ \frac{h_1}{h} = 8 + 0{,}3\ \frac{8}{2} = 9{,}2 \text{ m}.$$

Das erforderliche Volumen des Windkessels ist gleich dem der Steigröhre:

$$W = \frac{\pi\, d_1^2}{4}\ h_1 = 0{,}7854\ .\ 0{,}66^2\ .\ 80 = 27{,}4 \text{ l}.$$

Macht man ihn cylindrisch und 0,3 m weit, so muß er eine Höhe von

$$\frac{27{,}4}{7{,}068} = 0{,}388 \text{ m}$$

erhalten.

Die allgemeine Theorie des hydraulischen Widders ist ziemlich complicirt und setzt die Anwendung ungewöhnlicher analytischer Hülfsmittel voraus (s. Navier's Résumé des Leçons sur l'application de la Mécanique, Part. II, sowie Venturoli's Elementi di Meccanica e d'Idraulica, Vol. II); da dieselbe zur Beurtheilung der Leistung dieser Maschine nicht ausreicht, sondern hierzu noch immer Erfahrungsverhältnisse nöthig sind, so wollen wir sie im Folgenden unter einer Voraussetzung entwickeln, welche nur annähernd richtig ist, jedoch der Wahrheit um so näher kommt, je größer die Wassermasse in der Leitungsröhre und je größer die Anzahl der Spiele des Widders in einer Minute ist.

Bezeichnet F den Querschnitt der Leitungsröhre, l die Länge derselben und h das Gefälle, so hat man die bei Eröffnung des Sperrventils durch die Kraft $Fh\gamma$ zu bewegende träge Wassermasse: $\frac{Fl\gamma}{g}$, und es ist hiernach die Acceleration dieser Masse:

$$p = \frac{Fh\gamma}{Fl\gamma}\, g = \frac{h}{l}\, g,$$

daher die nach t Secunden in Folge dieser constanten Acceleration erlangte Geschwindigkeit derselben:

$$v = pt = \frac{h}{l}\, gt,$$

und wenn die Sperrmündung denselben Querschnitt F hat, wie die Leitungsröhre, so folgt das in dieser Zeit t ausgeflossene Wasserquantum:

$$V = F\,\frac{v}{2}\, t = \frac{Fl}{h}\,\frac{v^2}{2g} = \frac{Fh}{l}\,\frac{gt^2}{2}.$$

Ist nun die Wassermasse in der Steigröhre klein in Hinsicht auf die Wassermasse in der Leitungsröhre, so läßt sich bei geschlossenem Sperr- und geöffnetem Steigventile die Retardation der letzteren Masse in Folge des Gegendrucks $Fh_1\gamma$ in der Steigröhre setzen:

$$p_1 = \frac{Fh_1\gamma}{Fl\gamma}\, g = \frac{h_1}{l}\, g,$$

so daß nun für die Zeit t_1 nach Eröffnung des Steigventiles, die Geschwindigkeit der Wassermasse in der Leitungsröhre:

$$v_1 = v - p_1 t_1 = v - \frac{h_1}{l}\, gt_1$$

ist. Es ist daher die Zeit t_1, in welcher die ganze Wassermasse zur Ruhe gelangt, also $v_1 =$ Null wird,

$$t_1 = \frac{l}{h_1}\,\frac{v}{g} = \frac{h}{h_1}\, t,$$

sowie die hierbei in den Windkessel eingeflossene Wassermenge

$$V_1 = F\,\frac{v}{2}\, t_1 = \frac{Fl}{h_1}\,\frac{v^2}{2g} = \frac{Fh^2}{h_1 l}\,\frac{gt^2}{2}.$$

Bleibt nun beim darauf erfolgenden Zurückströmen des Wassers in der Leitungsröhre das Steigventil noch eine kurze Zeit t_2 lang offen, so erlangt, da hierbei die bewegende Kraft $Fh_1\gamma$ ist, die Wassermasse $Fl\gamma$ die Geschwindigkeit:

$$v_2 = \frac{h_1}{l}\, gt_2,$$

und es fließt also das Wasserquantum

$$V_2 = \frac{Fh_1}{l}\,\frac{gt_2^2}{2}$$

wieder aus dem Windkessel ab.

Ist zuletzt noch das Steigventil geschlossen und das Sperrventil geöffnet, so bewegt sich die Wassermasse $Fl\gamma$ mit der Retardation

$$p_3 = \frac{h}{l}\, g,$$

und nimmt folglich nach der Zeit t_3 die Geschwindigkeit

$$v_3 = v_2 - p_3 t_3 = v_2 - \frac{h}{l}\, g t_3 \text{ an.}$$

Es ist endlich die Wassermasse $Fl\gamma$ wieder in Ruhe, also $v_3 =$ Null, und es beginnt ein neues Spiel nach der Zeit

$$t_3 = \frac{l}{h}\,\frac{v_2}{g} = \frac{h_1}{h}\, t_2,$$

während welcher das Wasserquantum

$$V_3 = \frac{F v_2 t_3}{2} = \frac{F v_2}{2}\,\frac{h_1}{h}\, t_2 = \frac{F h_1^2}{h l}\,\frac{g t_2^2}{2}$$

zurückfließt, und ein gleiches Luft- oder Wasserquantum durch die Sperrmündung einströmt.

Das Aufschlagwasserquantum, welches der Stoßheber pro Secunde erfordert, ist daher

$$Q = \frac{V - V_3}{t + t_1 + t_2 + t_3},$$

oder annähernd, wenn man V_3, t_2 und t_3 wegen Kleinheit außer Acht läßt:

$$Q = \frac{V}{t + t_1} = \frac{V}{t\left(1 + \frac{h}{h_1}\right)} = \frac{h_1}{h + h_1}\,\frac{Fv}{2} = \frac{h_1}{h + h_1}\,\frac{h}{l}\, F\,\frac{gt}{2}.$$

Ferner ist das emporgedrückte Wasserquantum pro Secunde

$$Q_1 = \frac{V_1 - V_2}{t + t_1 + t_2 + t_3},$$

annähernd

$$Q_1 = \frac{V_1}{t + t_1} = \frac{h_1}{h + h_1}\,\frac{V_1}{t} = \frac{h}{h + h_1}\,\frac{Fv}{2} = \frac{h}{h + h_1}\,\frac{h}{l}\, F\,\frac{gt}{2},$$

und daher das Verhältniß der geförderten Wassermenge zum Aufschlagwasserquantum:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{h}{h_1}.$$

Auch folgt das ganze verbrauchte Wasserquantum:

$$Q + Q_1 = \left(\frac{h_1}{h + h_1} + \frac{h}{h + h_1}\right)\frac{Fv}{2} = \frac{Fv}{2};$$

wonach, wie auch Eytelwein findet, der Querschnitt F der Leitungsröhre dem verbrauchten Wasserquantum $Q + Q_1$ proportional sein soll.

Der Wirkungsgrad des Stoßhebers ist unter der Voraussetzung, daß der Widder durch das Sperrventil die Wassermenge $V_3 = \frac{F v_2 t_3}{2}$ beim Zurückfließen einsauge:

$$\eta = \frac{(V_1 - V_2)\, h_1}{(V - V_3)\, h} = \frac{\left(\frac{h^2}{h_1} t^2 - h_1 t_2^2\right) h_1}{\left(h t^2 - \frac{h_1^2 t_2^2}{h}\right) h} = \frac{h^2 t^2 - h_1^2 t_2^2}{h^2 t^2 - h_1^2 t_2^2} = 1.$$

Findet ein solches Einsaugen durch das Sperrventil nicht statt, so hat man den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{(V_1 - V_2) h_1}{V h} = \frac{h^2 t^2 - h_1^2 t_2^2}{h^2 t^2} = 1 - \left(\frac{h_1}{h}\right)^2 \left(\frac{t_2}{t}\right)^2$$

zu setzen.

Es nähert sich also derselbe den Erfahrungen entsprechend, der Einheit um so mehr, je kleiner das Verhältniß $\frac{h_1}{h}$ der Steighöhe h_1 zum Gefälle h und je kürzer die Zeit t_2 ist, während welcher das Steigventil beim Zurückfließen des Wassers offen steht.

Anmerkung. Ueber die Leistungen $\eta = 0,57$ bis $0,67$ von fünf in Frankreich arbeitenden Stoßhebern ist nachzusehen: Formules, Tables etc., par Claudel, Paris 1854.

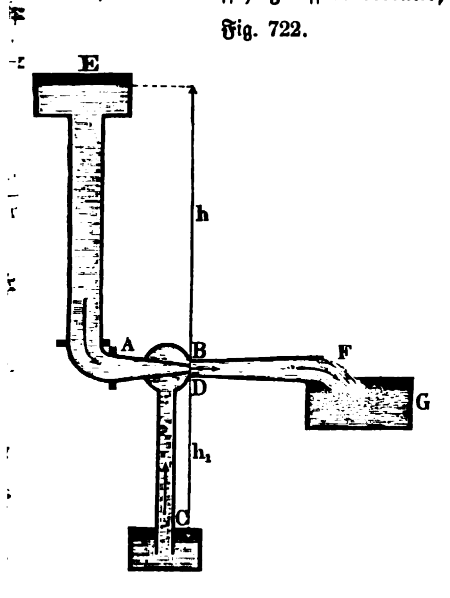
§. 163. **Saugstrahlpumpe.** Auf der saugenden Wirkung der Wasserstrahlen, welche in Thl. I, Abschn. VII, Cap. 1 besprochen worden ist, beruhen einige Wasserhebevorrichtungen, welche unter gewissen Umständen zur Anwendung gebracht werden können. Hierhin gehört die von James Thomson angegebene Saugstrahlpumpe*), von welcher Fig. 722 eine Skizze ist. Das durch die Einfallröhre EA zugeführte Aufschlagwasser strömt durch das conische Mundstück in eine horizontale Abflußröhre BF, welche sich nach dem Ende F hin erweitert. In Folge der Druckverminderung, welche hierdurch in dem Gehäuse D in ähnlicher Weise wie bei conischen Ansatzröhren und wie beim Locomotivenblasrohre (s. §. 76) entsteht, wird durch das Steigrohr CD Wasser aus dem Behälter C angesaugt, welches zugleich mit dem Aufschlagwasser durch die Abflußröhre nach F gelangt.

Die größte Leistung dieser Vorrichtung ergab sich nach den von Thom-

*) Report of the British Assoication 1852 und Rankine, Manual of the Steam-Engine etc.

son angestellten Versuchen, für eine Saughöhe $h_1 = 0{,}9\,h$, wenn h das Gefälle des Aufschlagwassers bedeutet, und zwar ergab sich in diesem Falle das gehobene Wasser $Q_1 = \frac{1}{5}$ des Aufschlagwassers Q, so daß der Wirkungsgrad nur den geringen Betrag

Fig. 722.



$$\eta = \frac{1}{5} \,.\, 0{,}9 = 0{,}18 \text{ hatte.}$$

Diese geringe Leistung mag wohl die Ursache sein, warum derartige Saugstrahlpumpen keine weitere Anwendung gefunden haben, da andere Mittel eine mehr ökonomische Verwendung der Wasserkraft gestatten. Dagegen ist von Nagel*) in neuerer Zeit von dem diesem Apparate zu Grunde liegenden Princip eine fruchtbare Anwendung bei dem Neubau einer Turbinenanlage für den vorübergehenden Zweck der Baugrubenentwässerung gemacht worden, welche für ähnliche Verhältnisse sich empfiehlt. Da das vorhandene Betriebswasser während des Baues ohnehin nicht verwendet werden konnte und daher ungenutzt durch das Freigerinne abgeführt werden mußte, so konnte der geringe oben angegebene Wirkungsgrad um so weniger in Betracht kommen, als die nur kurze Betriebsdauer der Entwässerung eine kostspielige Anlage verbot. Die von Nagel gewählte Einrichtung, welche dem Zwecke in vollkommen befriedigender Weise entsprach, ist durch die Figuren 723 und 724 (a. f. S.) erläutert. Das aus dem Obergerinne bei A zufließende Wasser tritt, wenn die Schütze B geöffnet ist, in den aus Bohlen gebildeten Canal CDE, welcher auf dem Boden des Freigerinnes FF befestigt ist. Dieser Canal von rechteckigem Querschnitte hat bei D seine geringste Höhe und erweitert sich von D nach E hin in seiner Breite, so daß bei D der kleinste Querschnitt vorhanden ist. An dieser Stelle mündet das Saugrohr H von oben ein, welches aus der durch den Damm K abgeschlossenen Baugrube G aufsteigt. Eine Klappe L am Ende E des Canals gestattet zunächst ein Anfüllen des letzteren, worauf nach Senkung dieser Klappe die Bewegung des durch den Canal fließenden Wassers ein Ansaugen durch das Rohr H bewirkt. Letzteres ist im untersten Theile mit einem Fußventile versehen, welches die in dem Saugrohre befindliche Wassersäule am Zurückfließen

*) Ztschr. deutsch. Ing. 1866, S. 121.

hindert, sobald man durch Schließen der Schütze B die Wirkung des Apparats unterbricht. Der beabsichtigte Zweck wurde in dem gedachten Falle

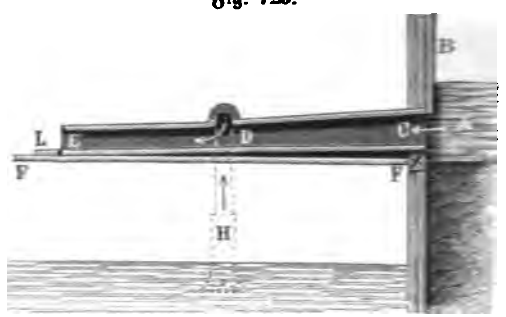


Fig. 723.

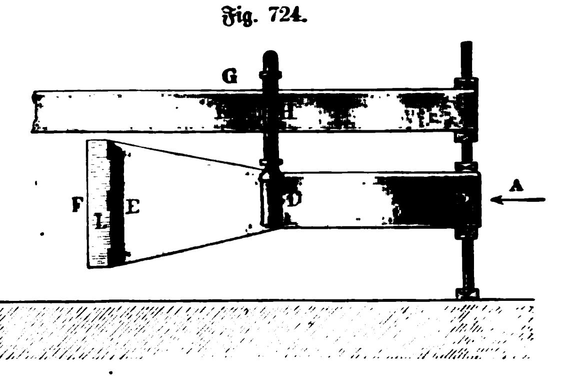


Fig. 724.

vollständig erreicht, indem die etwa 24,3 m lange, 5,6 m breite Baugrube in der Zeit von einer halben Stunde auf 2,4 m Tiefe entleert und fortwährend von Wasser freigehalten wurde. Es muß dabei bemerkt werden, daß der Apparat nach Angabe unserer Quelle noch richtig functionirte, wenn auch die Saughöhe beträchtlich größer (1,8 — 2,4 m) ausfiel, als die Gefällshöhe.

Um die Wirkung dieser Strahlapparate zu beurtheilen, sei h das Gefälle des Aufschlagwassers vom Oberwasserspiegel E, Fig. 722, bis zur Mitte des Mundstückes, dessen freier Querschnitt F sein mag, und ebenso bedeute h_1 die Saughöhe und F_1 den Querschnitt des Saugrohres. Bezeichnet dann noch p den hydraulischen Druck in dem Gefäße an der Mündung B der Düse, also $\frac{p}{\gamma}$ die dieser Pressung entsprechende Wassersäulenhöhe, so hat man für die Ausflußgeschwindigkeit v des Aufschlagwassers aus der Mündung der Düse B, wenn von den Reibungswiderständen abgesehen wird, die Gleichung:

$$\frac{v^2}{2g} = b + h - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und ebenso gilt für die Geschwindigkeit v_1, mit welcher das Saugwasser an der Düse vorbeiströmt:

$$\frac{v_1^2}{2g} = b - h_1 - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Bezeichnet nun noch w die Austrittsgeschwindigkeit des vereinigten Aufschlagwassers Q und des Saugwassers Q_1, so hat dasselbe eine lebendige Kraft

$$(Q + Q_1)\frac{w^2}{2g}.$$

Da nun diese einzelnen Wassermengen ihre Geschwindigkeiten v und bzw. v_1 bei ihrer Vereinigung plötzlich in w verändern, so sind nach Thl. I, Abschn. VII, Cap. 4 damit die Stoßverluste

$$\frac{Q(v-w)^2}{2g} \text{ und } Q_1\frac{(v_1-w)^2}{2g}$$

verbunden, und mit Rücksicht hierauf erhält man die Gleichung der lebendigen Kräfte:

$$Qh = Q_1 h_1 + (Q + Q_1)\frac{w^2}{2g} + Q\frac{(v-w)^2}{2g} + Q_1\frac{(v_1-w)^2}{2g}.$$

Hierin bedeutet die linke Seite die Arbeit des von der Höhe h niederfallenden Aufschlagwassers, während $Q_1 h_1$ die Arbeit zum Heben des Saugwassers Q_1 auf die Höhe h_1 vorstellt. Diese Gleichung schreibt sich auch

$$Q\left(h - \frac{v^2}{2g} + w\frac{v-w}{g}\right) = Q_1\left(h_1 + \frac{v_1^2}{2g} - w\frac{v_1-w}{g}\right)$$

oder mit Berücksichtigung von (1) und (2):

$$Q\left(\frac{p}{\gamma} - b + w\frac{v-w}{g}\right) = Q_1\left(b - \frac{p}{\gamma} - w\frac{v_1-w}{g}\right) \quad . \quad . \quad (3)$$

Den Wirkungsgrad findet man zu

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Qh} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und für die Querschnittsverhältnisse des Apparats hat man

$$Q = Fv\gamma;\ Q_1 = F_1 v_1 \gamma;\ Q + Q_1 = (Fv + F_1 v_1)\gamma = Gw\gamma,$$

wenn G den Querschnitt des Abflußrohres bedeutet.

Nimmt man beispielsweise $h = 8\,\text{m}$, $h_1 = 3\,\text{m}$ an, und setzt solche Querschnitte voraus, daß die Geschwindigkeiten v_1 und w in dem Saugrohre und Abflußrohre gleich 5 m sind, so hat man:

$$\frac{p}{\gamma} = b - h_1 - \frac{v_1^2}{2g} = 10{,}34 - 3 - \frac{5^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 6{,}07 \text{ m};$$

und hiermit

$$v = \sqrt{2g\left(b + h - \frac{p}{\gamma}\right)} = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81\,(10{,}34 + 8 - 6{,}07)} = 15{,}5 \text{ m};$$

daher:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\frac{p}{\gamma} - b + w\,\frac{v - w}{g}}{b - \frac{p}{\gamma} - w\,\frac{v_1 - w}{g}} = \frac{6{,}07 - 10{,}34 + 5\,\frac{15{,}5 - 5}{9{,}81}}{10{,}34 - 6{,}07}$$

$$= \frac{1{,}08}{4{,}27} = 0{,}252$$

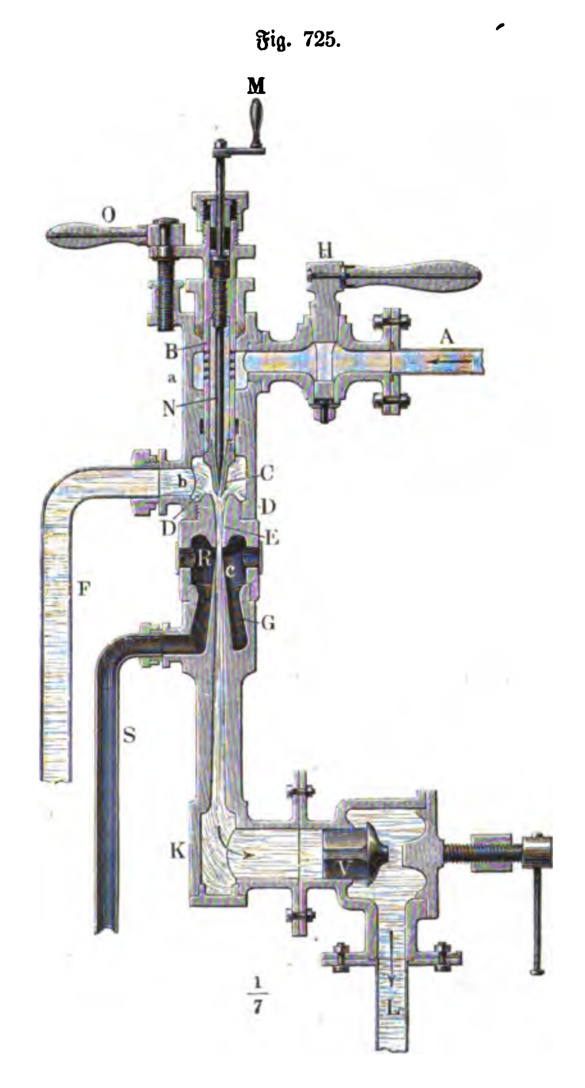
und daher der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = 0{,}252\,\frac{3}{8} = 0{,}094.$$

Zu den Vorrichtungen, welche die Förderung des Wassers durch den Strahl einer Flüssigkeit bewirken, gehört auch der von Giffard angegebene Injecteur, welcher in neuerer Zeit zur Speisung der Dampfkessel eine so allgemein verbreitete Anwendung gefunden hat. Das Eigenthümliche dieser Vorrichtung besteht darin, daß als treibende Flüssigkeit Wasserdampf zur Verwendung kommt, welcher durch seine lebendige Kraft das zu befördernde Speisewasser nicht nur durch Ansaugen aus einer gewissen Tiefe anhebt, sondern dasselbe auch dem Drucke des Dampfes entgegen in den Dampfkessel preßt, welche Wirkung gleichbedeutend ist mit der Beförderung des Wassers auf eine dem Dampfüberdrucke entsprechende Wassersäulenhöhe. Die Einrichtung und Wirkungsart dieser Vorrichtung ist im Wesentlichen folgende. Das Rohr A, Fig. 725, steht mit dem Dampfraume des zu speisenden Kessels in Verbindung, und führt bei geöffnetem Hahne H durch eine Anzahl von Löchern in die Röhre BC Dampf, welcher durch das conische Mundstück C ausbläst. Das letztere mündet in eine als Condensator dienende Kammer D aus, welche durch das Saugrohr F mit dem Speisewasserbehälter in Verbindung steht. Diese Kammer endigt in ein conoidisches Mundstück E, durch welches nicht allein das durch F angesaugte, sondern auch das Wasser abströmt, welches aus der Condensation des aus C ausblasenden Dampfes hervorgeht. Eine andere, dem Mundstücke E gegenüberstehende Auffangdüse G nimmt den aus E kommenden Wasserstrahl auf, um denselben in die sich allmälig erweiternde Röhre K und durch das Speiseventil V hindurch in das Rohr L zu leiten, welches mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung steht. Auf diese Weise treibt der bei C austretende Dampf das Wasser in einem continuirlichen Strahle in den Kessel. Zur Regulirung der Dampfausströmung dient der in eine conische Spitze

auslaufende Dorn *N*, welcher vermöge des auf ihm befindlichen Schraubengewindes durch Umdrehung der Kurbel *M* entsprechend gestellt werden kann,

Fig. 725.



während durch eine andere Schraube *O* die Röhre *BC* verschoben werden kann, um hierdurch den ringförmigen Zwischenraum genau zu reguliren, welcher zwischen der Dampfdüse *C* und dem Boden der Kammer *D* dem Speisewasser den Zutritt gestattet. Das von der Auffangdüse *G* nicht auf-

genommene Wasser findet einen Abfluß nach der Kammer R und dem Abflußrohre S; doch fließt während des normalen Betriebes durch S kein Wasser ab, sondern nur beim Ingangsetzen des Apparates, oder wenn die Spannung des Dampfes unter das erforderliche Maß gesunken sein sollte. Durch die Condensation des Dampfes findet gleichzeitig eine Erwärmung des Speisewassers statt, womit bei Speisevorrichtungen ein Verlust nicht verbunden ist, da, abgesehen von der geringen Abkühlung des Apparates, diese Wärme dem Kessel gänzlich wieder zu Gute kommt. Bei der Verwendung des Injectors jedoch als Pumpe zum Heben des Wassers auf größere Höhe bringt diese Wärme in fast allen Fällen einen nützlichen Effect nicht hervor, und der in Folge dessen herbeigeführte Verlust ist die Ursache, daß die Dampfstrahlpumpe in solchen Fällen nur einen sehr geringen Wirkungsgrad hat. Da ferner die Wirkung des Injectors wesentlich auf der Condensation des austretenden Dampfstrahls beruht, so erklärt sich, daß die Wirkung um so unsicherer wird, je wärmer das verwendete Speisewasser an sich ist, doch hat man in neuerer Zeit mehrfache Verbesserungen an dem Apparate vorgenommen, vermöge deren auch Speisewasser von bis etwa 60° C. Temperatur verwendet werden kann. Die erreichbare Saughöhe ist im Allgemeinen geringer als bei Kolbenpumpen, da in der Kammer D auf jeden Fall eine Spannung vorhanden sein wird, wie sie dem Dampfe von der Temperatur des hindurchströmenden Flüssigkeitsstrahls entspricht. Abgesehen aber von diesen Mängeln, und da, wo dieselben weniger ins Gewicht fallen, wie beim Speisen der Kessel, ist die Dampfstrahlpumpe wegen ihrer gleichförmigen Wirkung und des gänzlichen Fortfalls mechanisch bewegter Theile eine ausgezeichnete Vorrichtung, welche ihren Vorzügen ihre allgemeine Verbreitung zu danken hat.

Um die Wirkung der Dampfstrahlpumpe näherungsweise durch die Rechnung festzustellen, sei h die Höhe einer Wassersäule, welche dem Ueberdrucke des Dampfes im Kessel entspricht, also bei n Atmosphären Ueberdruck sei $h = 10,34\, n$ m, und ebenso bedeute h_1 die Saughöhe und h_2 diejenige Höhe, um welche die Condensationskammer des Apparats unter dem Wasserstande im Kessel gelegen ist. Ferner sei Q das Gewicht des in der Secunde mit der Geschwindigkeit v durch die Dampfdüse ausströmenden Dampfes und Q_1 das in derselben Zeit geförderte Speisewasser, welches mit der Geschwindigkeit v_1 in die Condensationskammer eintreten soll. Bezeichnet nun wieder p den hydraulischen Druck in dieser Kammer, so gilt für das Saugrohr die Gleichung

$$(1 + \zeta_1) \frac{v_1^2}{2g} = b - h_1 - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

in welcher ζ_1 den Widerstandscoefficienten für das Saugrohr vorstellt. Ebenso hat man für die Dampfausströmung annähernd die Gleichung:

$$\frac{v^2}{2g\mu} = \varphi h + b - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wenn φ einen Coefficienten kleiner als Eins bezeichnet, welcher der Spannungsverminderung des Dampfes Rechnung trägt, die bei dem Uebergange aus dem Kessel in den Apparat durch Abkühlung und Reibung in dem Zuleitungsrohre veranlaßt wird. Der Ueberdruck des Dampfes vor dem Austritte ist daher durch φh ausgedrückt, und es bedeute μ das specifische Volumen dieses Dampfes (Volumen von 1 kg). Die in dem Dampfe Q und dem Wasser Q_1 beim Ausströmen in den Apparat enthaltene lebendige Kraft

$$Q\,\frac{v^2}{2g} + Q_1\,\frac{v_1^2}{2g}$$

wird theilweise durch den mit der Geschwindigkeitsänderung von v und v_1 in v_2 verbundenen Stoß absorbirt, und der Rest dazu verwendet, das Gemisch $Q + Q_1$ mit einer Geschwindigkeit v_2 durch das Mundstück E der Condensationskammer zu werfen. Man erhält daher aus der Beziehung

$$Q\left(\frac{v^2}{2g} - \frac{(v - v_2)^2}{2g}\right) + Q_1\left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}\right) = (Q + Q_1)\,\frac{v_2^2}{2g}$$

die einfache Gleichung:

$$Q\,(v - v_2) = Q_1\,(v_2 - v_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Aus der Condensationskammer, in welcher die Pressung p herrscht, tritt der Strahl in die Oeffnung der Auffangdüse, welche in der Abflußkammer R dem Atmosphärendrucke b ausgesetzt ist, und daher erhält man unter Vernachlässigung des etwaigen Eintrittswiderstandes die Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser in die Auffangdüse tritt, aus:

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \frac{w^2}{2g} + b$$

zu

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} - b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Diese Geschwindigkeit w des in die Auffangdüse tretenden Strahls muß nun nicht nur im Stande sein, das Wasser in den Kessel zu drücken, d. h. von einer dem Atmosphärendrucke entsprechenden Höhe b auf eine Höhe $h_2 + h + b$ entsprechend dem Dampfdrucke im Kessel zu erheben, sondern auch das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit w_1 in den Kessel eintreten zu lassen und die Bewegungswiderstände in dem Druckrohre zwischen der Auffangdüse und dem Kessel zu überwinden.

Bezeichnet daher ζ den Widerstandscoefficienten für die Druckröhre, so hat man für dieselbe die Gleichung

$$\frac{w^2}{2g} + b = h_2 + h + b + (1 + \zeta)\frac{w_1^2}{2g},$$

oder, wenn man den Querschnitt des Speiserohres gleich dem $m$fachen von demjenigen der Auffangdüse, also $w_1 = \frac{w}{m}$ macht, so erhält man:

$$\left(1 - \frac{1 + \zeta}{m^2}\right)\frac{w^2}{2g} = h_2 + h \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

Aus dieser Gleichung bestimmt sich zunächst w, und wenn man unter Annahme einer gewissen Eintrittsgeschwindigkeit v_1 des Wassers aus (1) den hydraulischen Druck p ermittelt hat, findet man aus (4) den Werth v_2 und aus (3) das Verhältniß der Gewichte Q und Q_1 des Dampfes und Wassers. Dieses Verhältniß $\frac{Q_1}{Q} = \nu$ ergiebt dann auch die Temperatur t_2, mit welcher das Wasser in den Kessel gelangt, denn man hat hierfür, unter t_1 die Temperatur des Speisewassers verstanden,

$$Q\,640 + Q_1 t_1 = (Q + Q_1)\,t_2$$

oder

$$t_2 = \frac{640 + \nu t_1}{1 + \nu} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

Beispiel. Es sind die Verhältnisse für einen Injector zu bestimmen, welcher in einen Dampfkessel unter 4 Atmosphären Ueberdruck in jeder Minute 10 kg Wasser speisen soll, wenn die Saughöhe $h_1 = 2$ m ist, und der Injector um $h_2 = 1{,}5$ m unter dem Wasserspiegel des Kessels liegt?

Setzt man eine Zuflußgeschwindigkeit des Speisewassers durch den ringförmigen Raum um die Dampfdüse von $v_1 = 5$ m voraus und nimmt den Widerstandscoefficienten für das Saugrohr etwa gleich 0,2, so ergiebt sich die hydraulische Pressungshöhe in der Kammer nach (1) zu

$$\frac{p}{\gamma} = b - h_1 - (1 + \zeta_1)\frac{v_1^2}{2g} = 10{,}34 - 2 - 1{,}2\,\frac{5^2}{2\,.\,9{,}81} = 6{,}8\text{ m}.$$

Setzt man ferner $\varphi = 0{,}75$, d. h. voraus, daß der Dampf in den Apparat nur mit 3 Atmosphären Ueberdruck einströme, wofür $\mu = 448$ zu setzen ist (s. Thl. II. specifische Dampfvolumina), so erhält man aus (2) die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes:

$$v = \sqrt{2\,.\,9{,}81\,.\,448\,.\,(3\,.\,10{,}34 + 10{,}34 - 6{,}8)} = 551\text{ m}.$$

Nimmt man nun den Querschnitt des Druckrohres beim Eintritt in den Kessel 10 mal so groß an, als die Auffangdüse, setzt also $m = 10$, und den Widerstandscoefficienten für das Druckrohr etwa 2, für Krümmungen 3, für das Speiseventil 10, also $\zeta = 15$, so findet sich aus (5) die Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritt in die Auffangdüse

$$w = \sqrt{\frac{1{,}5 + 4\,.\,10{,}34}{1 - \frac{1 + 15}{100}}\,19{,}62} = 31{,}7\text{ m},$$

also $w_1 = 3{,}17$ m. Ferner erhält man aus (4) die Geschwindigkeit v_2, mit welcher das Gemisch die Condensationskammer verläßt zu

$$v_2 = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \left(\frac{31{,}72^2}{2 \,.\, 9{,}81} + 10{,}34 - 6{,}8\right)} = 32{,}7 \text{ m},$$

und daher aus (3) das Gewichtsverhältniß

$$\nu = \frac{Q_1}{Q} = \frac{v - v_2}{v_2 - v_1} = \frac{551 - 32{,}7}{32{,}7 - 5} = 18{,}7.$$

Das in jeder Minute zur Wirkung kommende Dampfquantum hat daher ein Gewicht von

$$\frac{10}{18{,}7} = 0{,}535 \text{ kg},$$

und die Temperatur, mit welcher das beim Ansaugen etwa 15° warme Wasser in den Kessel tritt, bestimmt sich zu

$$\frac{640 + 18{,}7 \,.\, 15}{1 + 18{,}7} = 46{,}7^0,$$

so daß eine Erwärmung um über 30° stattgefunden hat.

Aus den ermittelten Geschwindigkeiten und dem erforderlichen Speisewasserquantum von

$$Q_1 = \frac{10}{60} = 0{,}167 \text{ kg}$$

pro Secunde ergeben sich nun die Querschnitte des Apparates an den verschiedenen Stellen. Der ringförmige Querschnitt F_1 für das angesaugte Wasser folgt zu

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{0{,}167 \text{ cbdm}}{50 \text{ dm}} = 0{,}334 \text{ qcm},$$

der Querschnitt der Kammerausmündung

$$F_2 = \frac{Q + Q_1}{v_2} = \frac{1 + 18{,}7}{18{,}7} \frac{0{,}167}{327} = \frac{0{,}175}{327} = 0{,}0536 \text{ qcm}$$

und derjenige der Auffangdüse

$$G_1 = \frac{Q + Q_1}{w} = \frac{0{,}175}{317} = 0{,}0552 \text{ qcm},$$

während das Druckrohr einen 10 mal so großen Querschnitt

$$G_1 = 10\, G = 0{,}552 \text{ qcm}$$

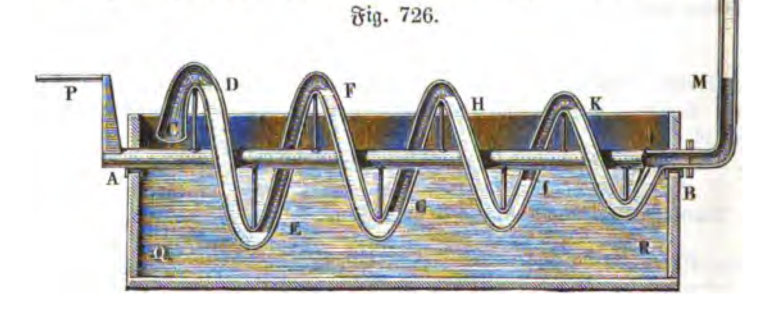
haben muß. Die Dampfdüse sowie der Wassereintrittsquerschnitt lassen sich, wie oben angegeben, durch die Schrauben nach Bedarf reguliren.

Anmerkung. Im Vorstehenden ist die Wärmemenge unberücksichtigt geblieben, welche bei dem Einpressen des Wassers in den Kessel in Arbeit verwandelt worden ist. Hinsichtlich der Anwendung der mechanischen Wärmetheorie auf den Injector muß auf Thl. II, Dampfkessel, verwiesen werden.

Die Spiralpumpe. Man kann auch den Druck comprimirter Luft dazu verwenden, das Wasser auf eine der Pressung entsprechende Höhe zu treiben. Die hierzu dienenden, nur in seltenen Fällen zur Anwendung gekommenen Einrichtungen sind die Spiralpumpe und die Höll'sche Maschine. Dieselben unterscheiden sich namentlich durch die Art und Weise, in welcher §. 164.

die Compression der Luft bewirkt wird. Während man bei der Höll'schen Maschine niederfallendes Wasser hierzu benutzt, wird bei der Spiralpumpe die Luft durch Umdrehung einer Axe comprimirt. Diese letztere Vorrichtung besteht wie die Wasserschnecke in einer um eine Welle schraubenförmig gewundenen Röhre, nur liegt die Axe dieser Welle nicht gegen den Horizont geneigt, sondern horizontal, und zwar nahe im Niveau des Wasserspiegels, und es communicirt die Ausmündung dieser Röhre oder sogenannten Schlange nicht unmittelbar mit der äußeren Luft, sondern mit dem unteren Ende einer stehenden Röhre, in welcher das bei Umdrehung der Schlange eingenommene Wasser emporsteigt. In Fig. 726 stellt AB die Welle vor, welche durch eine Stopfbüchse B mit der Steigröhre MN verbunden ist und mittelst der Kurbel P in Umdrehung gesetzt wird. Es ist CGL die um diese Welle laufende und mit ihr fest verbundene Schlange, welche bei C mit einem weiteren Mundstücke, dem sogenannten Horne, versehen ist, und bei L in das hohle Wellenende

Fig. 726.



einmündet. Um sich eine richtige Vorstellung von der Wirkungsweise dieser Maschine zu verschaffen, denke man sich die Schlange so mit unter einander abwechselnden Luft- und Wasserbögen angefüllt, wie die Figur vor Augen führt. Während die Luft in dem Horne CD den gewöhnlichen atmosphärischen, durch die Höhe b einer Wassersäule zu messenden Druck hat, besitzt die Luft im Bogen EF einen Druck, welcher um die Höhe h_1 des Wasserbogens DE größer ist als b, ferner die Luft im Bogen GH einen Druck, welcher wieder um die Höhe h_2 der Wassersäule FG größer ist, als der in EF u. s. w. Es ist also:

der Druck in $EF, = b + h_1,$

" " " $GH, = b + h_1 + h_2,$

" " " $JK, = b + h_1 + h_2 + h_3,$

" " " $LM, = b + h_1 + h_2 + h_3 + h_4$ u. s. w.,

wenn die Höhen der übrigen Wasserbögen HJ, KL u. s. w. durch $h_3, h_4, \ldots$ bezeichnet werden. Damit dem Drucke der Luft im Raume LBM Gleich-

gewicht gehalten werde, ist nun nöthig, daß in der Steigröhre BMN eine Wassersäule von der Höhe

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \cdots$$

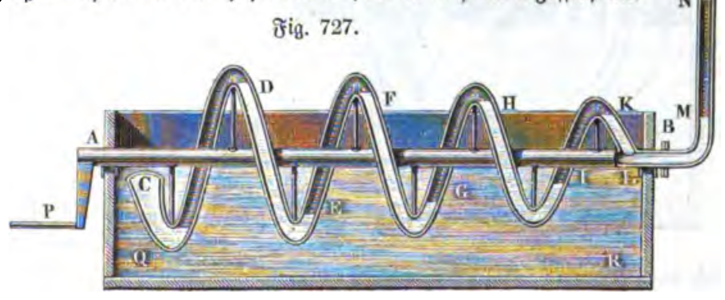
enthalten sei, denn es wird dann die Luft in diesem Raume auf beiden Seiten von einer und derselben Kraft

$$b + h = b + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \cdots$$

gedrückt.

Während einer langsamen Umdrehung der Schlange rücken die Luft- und Wasserbögen in derselben allmälig nach der Einmündung B in der Steigröhre $BMN\ldots$, worin sie auch noch emporsteigen, bis sie endlich am oberen in der Figur nicht abgebildeten Ende zum Ausflusse gelangen. Wenn sich der Windungshalbmesser der Schlange von dem Horne C bis zur Einmündung L in das Steigrohr hin, dem allmäligen Zusammenziehen der Luftbögen entsprechend, verjüngt, und wenn das Horn C bei jeder Umdrehung einen Luft- und einen Wasserbogen einnimmt, so wird durch die langsame Umdrehung der Schlange in dem Gleichgewichtszustande zwischen den Luft- und Wasserbögen nichts geändert, und daher auch das Ausgießen des Wassers am oberen Ende der Steigröhre seinen ungehinderten Fortgang haben. Hat man z. B. die Welle oder Spindel AB halb umgedreht, so sind die Luft- und Wasserbögen um die halbe Ganghöhe in der Richtung von A nach B fortgerückt, wie Fig. 727 vor Augen führt; es hat sich der vordere Wasserbogen KL zum großen Theile in das hohle Wellenstück B u. s. w. ergossen, und

Fig. 727.



es ist von dem hornförmigen Einmündungsstücke C ein neuer Wasserbogen gefaßt worden.

Zu einem regelmäßigen Arbeiten dieser Maschine gehört noch, daß das Horn CD, Fig. 728 a. f. S., hinreichend weit sei, damit es trotz seiner einen Quadranten nicht überschreitenden Länge eine Luftmenge fassen könne, welche die äußerste halbe Windung DE reichlich ausfüllt. Kommt dann während der Umdrehung die Schlange in die entgegengesetzte Stellung, wie

Fig. 729 vor Augen führt, so nimmt auch das Horn, obgleich seine Mündung ziemlich einen Halbkreis unter dem Wasser beschrieben hat, einen Wasserbogen CC_1 von nur einem Quadranten Länge ein, der allerdings bei weiterer Umdrehung, wie wieder in Fig. 728 zu ersehen ist, die halbe äußerste Schlangenwindung DE ausfüllt. Man muß zur Erfüllung dieser Bedingung fordern, daß der Wasserspiegel HR ein wenig unter der Wellenaxe stehe, und der mittlere Querschnitt $\pi \varrho_0^2$ des Hornes gleich sei dem doppelten Querschnitt $\pi \varrho^2$ der Schlange, also

Fig. 728.



Fig. 729.

$$\pi \varrho_0^2 = 2 \pi \varrho^2$$

setzen, und hat hiernach das Verhältniß des mittleren Hornhalbmessers ϱ_0, zu dem Halbmesser ϱ der Schlange:

$$\frac{\varrho_0}{\varrho} = \sqrt{2} = 1,414$$

oder circa $^7/_5$.

Die Regel, nach welcher der Halbmesser der Schlangenwindungen vom Horne nach der Steigröhre zu allmälig abnehmen muß, ist mittelst des Mariotte'schen Gesetzes wie folgt zu ermitteln. Ist r_1 der mittlere Halbmesser $BD = BE$ der ersten Windung DEF, Fig. 728, und ϱ der Querschnittshalbmesser derselben, so haben wir das Volumen des Wasserbogens DE:

$$V = \pi \varrho^2 . \pi r_1 = \pi^2 \varrho^2 r_1,$$

und die Höhe DQ desselben:

$$h_1 = 2 (r_1 - \varrho).$$

Ist h die Höhe der Wassersäule im Steigrohre, oder nach Befinden die

der Wassersäulen in demselben zusammengenommen, und b die Höhe der Wassersäule, welche dem Atmosphärendrucke entspricht, so hat man das Volumen des $n$ten oder innersten Luftbogens:

$$V_n = \frac{b}{b+h} V,$$

folglich die Länge desselben:

$$l_n = \frac{V_n}{\pi \varrho^2} = \frac{b}{b+h} \frac{\pi^2 \varrho^2 r_1}{\pi \varrho^2} = \frac{b}{b+h} \pi r_1.$$

Addirt man nun hierzu die Länge eines Wasserbogens $l = \pi r_1$, so folgt die ganze Länge der $n$ten Windung:

$$l + l_n = \left(\frac{b}{b+h} + 1\right) \pi r_1,$$

und daher der erforderliche Halbmesser dieser Windung:

$$r_n = \frac{l + l_n}{2\pi} = \left(\frac{b}{b+h} + 1\right) \frac{r_1}{2} = \frac{2b+h}{b+h} \frac{r_1}{2}.$$

Läßt man die Windungshalbmesser nach einer arithmetischen Progression von außen nach innen abnehmen, so hat man die Differenz der benachbarten Glieder dieser Progression:

$$d = \frac{r_1 - r_n}{n-1} = \frac{(b+h) - (b + \frac{1}{2}h)}{b+h} \frac{r_1}{n-1}$$

$$= \frac{h}{b+h} \frac{r_1}{2(n-1)},$$

und es ist diese von den Windungshalbmessern gebildete Progression folgende:

$$r_1, (r_1 - d), (r_1 - 2d) \dots [r_1 - (n-1)d].$$

Für den Centriwinkel β des Wasserbogens l in der innersten Windung hat man:

$$\frac{\beta^0}{360^0} = \frac{l}{l + l_n} = \frac{b+h}{2b+h},$$

also:

$$\beta^0 = 360^0 \frac{b+h}{2b+h} = \frac{r_1}{r_n} 180^0,$$

und hiernach bestimmt sich die Höhe dieser Windung:

$$h_n = r_n - \varrho + r_n \cos(180^0 - \beta) = r_n (1 - \cos\beta) - \varrho.$$

Die mittlere Wasserhöhe in allen Umdrehungen ist:

$$\frac{h_1 + h_n}{2} = \left(1 + \frac{2b+h}{b+h} \frac{1 - \cos\beta}{4}\right) r_1 - \frac{3}{2} \varrho,$$

und es folgt die erforderliche Anzahl von Windungen der Schlange:

$$n = \frac{2h}{h_1 + h_n}.$$

Macht die Welle pro Minute u Umdrehungen, so ist das durch diese Maschine pro Secunde gehobene Wasserquantum:

$$Q = \frac{u}{60} V = \frac{u}{60} \pi^2 \varrho^2 r_1.$$

Die erforderliche mechanische Arbeit ist, da die Maschine nicht allein Wasser hebt, sondern auch Luft comprimirt, eine doppelte, und zwar:

$$L = Qh\gamma + Qb\gamma \, Log \, nat \, \frac{b+h}{b}$$

$$= \left(h + b \, Log \, nat \, \frac{b+h}{b}\right) Q\gamma \text{ (s. I, Abschn. VI, Cap. 4).}$$

Wenn sich die Luft in der Steigröhre mit dem Wasser in derselben gleichmäßig vermengt und sich während des Aufsteigens in derselben allmälig ausdehnt, so vergrößert sie die Steighöhe dergestalt, daß dieselbe

$$h + b \, Log \, nat \, \frac{b+h}{b}$$

ausfällt; bleiben aber die Räume der Luft- und Wasserbögen auch in der Steigröhre getrennt, so ist die ganze Steighöhe gleich der Summe aus den Höhen der in dieser Röhre emporsteigenden Luft- und Wassersäulen. Ist ϱ_1 der Halbmesser der Steigröhre, so hat man die Länge einer Wassersäule in derselben, welche aus einem Wasserbogen hervorgeht:

$$= \frac{l \varrho^2}{\varrho_1^2},$$

und folglich die Anzahl dieser Säulen sowie auch die der Luftsäulen in der ganzen Steigröhre:

$$m = h : \frac{l \varrho^2}{\varrho_1^2} = \frac{h \varrho_1^2}{l \varrho^2}.$$

Die oberste Luftsäule hat, da sie durch eine Wassersäule von der Länge

$$\frac{l \varrho^2}{\varrho_1^2} = \frac{h}{m}$$

zusammengedrückt wird, die Länge

$$\frac{b}{b + \frac{h}{m}} \frac{h}{m} = \frac{bh}{mb + h},$$

die nächst tiefere Luftsäule besitzt ferner, da sie von einer Wassersäule zusammengedrückt wird, deren Länge $\frac{2h}{m}$ ist, die Länge:

$$\frac{b}{b + \frac{2h}{m}} \frac{h}{m} = \frac{bh}{mb + 2h},$$

die folgende tiefere Luftsäule hat die Länge

$$\frac{bh}{mb + 3h} \text{ u. s. w.}$$

und es ist folglich die ganze Förderhöhe

$$h + \frac{bh}{mb + h} + \frac{bh}{mb + 2h} + \frac{bh}{mb + 3h} + \cdots \frac{bh}{m(b + h)}$$

$$= \left[1 + b\left(\frac{1}{mb + h} + \frac{1}{mb + 2h} + \frac{1}{mb + 3h} + \cdots \frac{1}{m(b + h)}\right)\right]h.$$

Ist a die Länge des Armes, an welchem die Umdrehungskraft P der Welle wirkt, so hat man:

$$P = L : \frac{\pi u a}{30} = \left(h + b \, Log \, nat \frac{b + h}{b}\right) \frac{V\gamma}{2\pi a}.$$

Bei der Berechnung der Hubwassermenge:

$$Q = \frac{u}{60} V = \frac{u}{60} \pi^2 \varrho^2 r_1,$$

ist auf die schraubenförmige Gestalt der Schlange nicht Rücksicht genommen worden, weil vorausgesetzt werden kann, daß die Ganghöhe der Schlange, da dieselbe ganz unwesentlich ist, sehr klein gemacht wird. Wenn auch die Weite der Schlange sehr klein ist gegen den Halbmesser der Schlangenwindung, so können sogar die Axen sämmtlicher Windungen in eine und dieselbe Ebene fallen und eine ebene Spirallinie bilden.

Anmerkung. Die Spiralpumpe ist bis jetzt nur noch sehr selten in Anwendung gekommen, und auch nur von Eytelwein (siehe dessen „Handbuch der Mechanik fester Körper und der Hydraulik") gründlich behandelt worden. Dagegen hat die Spiralpumpe öftere Verwendung als Gebläsemaschine gefunden, worüber das Nähere im folgenden Capitel enthalten ist.

Beispiel. Eine Spiralpumpe hat eine Schlange und eine Steigröhre von einem Halbmesser des Querschnitts $\varrho = \varrho_1 = 0{,}08$ m und einem äußeren Halbmesser $r_1 = 1$ m; man soll den inneren Halbmesser ihrer Schlange, sowie die Förderhöhe und die nöthige Umdrehungskraft derselben bestimmen, vorausgesetzt, daß letztere an einem Arme von 0,5 m Länge wirkt, und daß die Höhe der Wassersäule in der Steigröhre $h = 12$ m ist. Das größtmögliche Wasservolumen einer Windung ist:

$$V = \pi^2 \varrho^2 r_1 = 9{,}87 \, . \, 0{,}08^2 \, . \, 1 = 0{,}0632 \text{ cbm};$$

ferner, wenn man den Luftdruck $b = 10{,}34$ Wassersäule setzt, der Halbmesser der innersten Windung:

$$r_n = \frac{2b + h}{b + h}\frac{r_1}{2} = \frac{20,68 + 12}{10,34 + 12}\,0,5 = 0,732\,\text{m},$$

und der Centriwinkel für den innersten Wasserbogen:

$$\beta^0 = \frac{r_1}{r}\,180^0 = \frac{180^0}{0,732} = 246^0.$$

Während nun die Höhe des Wasserbogens in der äußersten Windung

$$h_1 = 2\,(r_1 - \varrho) = 2\,(1 - 0,08) = 1,84\,\text{m}$$

beträgt, ist dieselbe für die innerste Windung:

$$h_n = r_n\,(1 - \cos\beta) - \varrho = 0,732\,(1 + 0,407) - 0,08 = 0,95\,\text{m},$$

folglich die mittlere Höhe eines Wasserbogens:

$$\frac{h_1 + h_n}{2} = \frac{2,79}{2} = 1,395\,\text{m},$$

und die erforderliche Anzahl aller Windungen:

$$n = \frac{2h}{h_1 + h_2} = \frac{12}{1,395} = 9.$$

Noch ist:

$$b\,Log\,nat\,\frac{b + h}{b} = 10,34\,Log\,nat\,\frac{22,34}{10,34} = 7,96,$$

daher die größte Steighöhe, bei vollständiger Vermengung der Luft mit dem Wasser in derselben:

$$h + b\,Log\,nat\,\frac{b + h}{b} = 12 + 7,96 = 19,96\,\text{m}$$

und die erforderliche Kraft:

$$P = 19,96\,\frac{V\gamma}{2\pi a} = 19,96\,\frac{63,2}{6,28\,.\,0,5} = 402\,\text{kg}.$$

Soll die Maschine pro Minute 12 Umdrehungen machen, so ist das pro Secunde gehobene Wasserquantum:

$$Q = \frac{n}{60}\,V = \frac{12}{60}\,0,0632\,\text{cbm} = 12,6\,\text{l},$$

und das theoretische Arbeitsquantum, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse, wie z. B. Zapfen und Wasserreibung:

$$L = \left(h + b\,Log\,nat\,\frac{b + h}{b}\right) Q\gamma = 19,96\,.\,12,6 = 251,5\,\text{mkg}.$$

Die Länge eines Wasserbogens oder einer Wassersäule in der Steigröhre ist:

$$l = \pi r_1 = 3,142\,\text{m},$$

folglich die Anzahl der letzteren in der Steigröhre, im Mittel:

$$m = \frac{h}{l} = \frac{12}{3,142} = 3,8.$$

Die Luftsäulenlängen in der Steigröhre sind folgende:

$$l_1 = \frac{b}{b + l}\,l = 0,767\,l$$

$$l_2 = \frac{b}{b + 2l}\, l = 0{,}622\, l$$

$$l_3 = \frac{b}{b + 3l}\, l = 0{,}523\, l$$

$$l_4 = \frac{b}{b + 4l}\, l = 0{,}451\, l$$

Die Summe dieser vier Höhen beträgt:

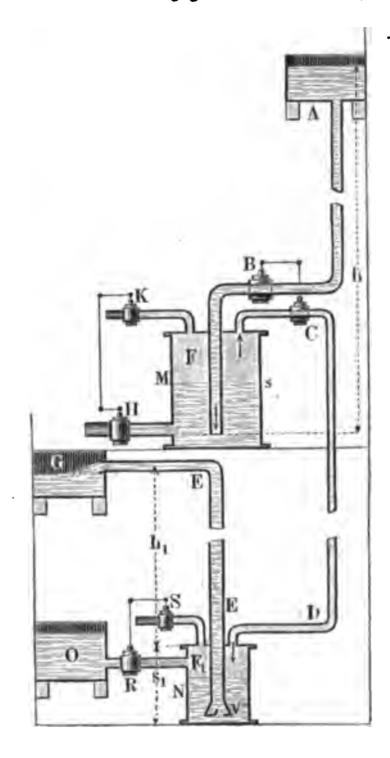
$$2{,}363\, l = 2{,}363\, .\, 3{,}142 = 7{,}44 \text{ m}$$

und folglich die ganze Steighöhe:

$$12 + 7{,}44 = 19{,}44 \text{ m}.$$

Die Luftmaschine von Höll. §. 165. Bei derselben wird, wie schon oben erwähnt worden, die Compression der Luft, welche das Wasser empordrücken soll, durch niederfallendes Wasser in ähnlicher Weise bewirkt, wie bei dem aus den Lehrbüchern der Physik bekannten Heronsbrunnen. In der Hauptsache dient diese Maschine dazu, die bewegende Kraft einer Wassersäule mittelst der comprimirten Luft fortzupflanzen und auf eine andere Wassersäule so zu übertragen, daß mit dem Niedersinken des Wassers in der ersten Säule ein Aufsteigen der Flüssigkeit in der anderen verbunden ist. Die wesentliche Einrichtung einer solchen Wasserhebungsmaschine ist aus Fig. 730 zu ersehen. Die in dem Behälter M und in der Communicationsröhre CD eingeschlossene Luft wird durch die Wassersäule in der Einfallröhre AB zusammengedrückt, und treibt vermöge ihrer Expansivkraft das Wasser des Behälters N durch die Steigröhre E empor, welche unterhalb mit dem sich nach innen öffnenden Ventile V versehen ist und oben bei G in einen Ausguß endigt. Wenn sich das Gefäß M mit Wasser gefüllt hat, werden die Hähne B und C

Fig. 730.



geschlossen, und diejenigen H und K des oberen wie auch R und S des unteren Behälters geöffnet. In Folge dessen entleert sich der obere Behälter M durch H in den gemeinschaftlichen Ausgußkasten G, während sich der Behälter N aus dem Reservoir O füllt, wobei das Fußventil V sich von selbst schließt und die vorher in N angesammelte Luft durch S entweicht. Ist das obere Gefäß M entleert, das untere N gefüllt, so beginnt nach dem Verschluß der vier Hähne H, K, R und S und nach Eröffnung der Hähne B und C ein neues Spiel. Bei der von Höll (1753) im Amaliaschachte zu Schemnitz ausgeführten Maschine (s. N. Poda, Kurzgefaßte Beschreibung der beim Bergbau zu Schemnitz errichteten Maschinen, Prag 1771) waren zur Bewegung der Hähne und übrigen Abwartung der Maschine zwei Kunstwärter nöthig. Boswell beschreibt 1796 zuerst eine solche Maschine mit Selbststeuerung (s. Hachette's Traité élémentaire des machines).

Die Wasserhebungsmaschine von Darwin besteht aus einem Systeme von Luftmaschinen, welche das Wasser einander zudrücken; ferner ist bei der Wasserhebungsmaschine von Detrouville die Steigröhre durch eine Saugröhre ersetzt, wird also das Wasser saugend emporgehoben. Die in neuerer Zeit zum Umtriebe der Bohrmaschinen bei der Durchbohrung des Mont-Cenis anfänglich angewandte, wegen ungenügender Leistung aber bald durch Cylindergebläse ersetzte hydraulische Luftpresse ist im Wesentlichen eine Höll'sche Luftmaschine, welche jedoch kein Wasser hebt, sondern nur Luft comprimirt und daher den Gebläsen oder Luftcompressionsmaschinen beizuzählen ist (s. in der schweizerischen polytechn. Zeitschrift Bd. II, die Mittheilungen über die Durchbohrung des Mont-Cenis, von F. Reuleaux, sowie Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre Bd. IV).

Die Leistung der Höll'schen Luftmaschine ist wie folgt zu beurtheilen. Es sei das Gefälle, vom Oberwasserspiegel über A bis zum tiefsten Niveau in M gerechnet, $= h$, ferner die Steig- oder Förderhöhe, von der Ausmündung G der Steigröhre bis zum höchsten Wasserstande in N gemessen, $= h_1$, die den Atmosphärendruck messende Wassersäulenhöhe $= b$, der Querschnitt des Gefäßes M, $= F$, der des Gefäßes N, $= F_1$, die Höhe, um welche das Wasser bei jedem Spiele in M steigt und sinkt, $= s$ und ebenso dieselbe im Gefäße N, $= s_1$. Dann ist

$$b + h - s = b + h_1 + s_1 \text{ oder } h - s = h_1 + s_1,$$

und nach dem Mariotte'schen Gesetze:

$$\frac{b + h_1 + s_1}{b} = \frac{Fs}{F_1 s_1},$$

folglich der Wirkungsgrad der Maschine:

$$\eta = \frac{F_1 s_1 h_1}{Fsh} = \frac{b h_1}{(b + h_1 + s_1) h} = \frac{b h_1}{(b + h_1 + s_1)(h_1 + s + s_1)}.$$

Damit derselbe möglichst groß ausfalle, müssen die Gefäßhöhen s und s_1 möglichst klein (nahe Null) sein.

Dann ist

$$h = h_1 \text{ und } \eta = \frac{b}{b + h_1},$$

folglich η um so größer, je kleiner das Gefälle h oder die Förderhöhe h_1 ist, jedoch erst = Eins, für $h = h_1 =$ Null. Bei größeren Höhen sinkt jedoch η bedeutend unter Eins, z. B. für $h = h_1 = b$, ist $\eta = 1/2$, für $h_1 = h = 3b$, $\eta = 1/4$ u. s. w., es ist daher die Luftmaschine zum Heben des Wassers auf größere Höhen sehr unvortheilhaft. Man vergleiche hiermit das in §§. 20 und 21 über den Betrieb der Hebe- und Transportvorrichtungen mittelst comprimirter Luft Bemerkte.

§. 166. **Pulsometer.** Auch den directen Druck des Dampfes hat man schon seit langer Zeit dazu benutzt, Flüssigkeiten auf eine größere Höhe zu drücken. Schon die von Savery angegebenen Einrichtungen zum Heben von Wasser beruhten hierauf. Auch hat man schon längst den Wasserdampf dazu angewendet, in Gefäßen durch Verdrängung der in ihnen enthaltenen Luft und nachherige Condensation des Dampfes ein Vacuum zu erzeugen, so daß der äußere Atmosphärendruck dazu benutzt werden konnte, Flüssigkeiten in diese hochgelegenen Gefäße zu treiben. Derartige Vorrichtungen haben sich z. B. in den Zuckerfabriken zum Emporheben des Zuckersaftes unter dem Namen der Montejus lange erhalten, und ebenso hat man in neuerer Zeit diese Art der Hebung benutzt, um die Kloaken und Senkgruben ihres Inhalts zu entleeren, dessen mehr oder minder dickflüssige Beschaffenheit die Anwendung von Ventilpumpen ausschließt. Bei den sogenannten pneumatischen Baggermaschinen bedient man sich ebenfalls durch Dampf luftleer gemachter Behälter, in welche die breiartige Baggermasse durch den äußeren Atmosphärendruck getrieben wird.

In der neuesten Zeit (1872) ist eine auf der directen Wirkung des Dampfdruckes beruhende Wasserhebevorrichtung bekannt geworden, welche von ihrem Erfinder H. Hall aus New-York mit dem Namen Pulsometer belegt worden ist, und welche wegen ihrer Einfachheit und wegen der Leichtigkeit ihrer Aufstellung in gewissen Fällen wohl Beachtung verdient, obgleich sie an dem Uebelstande aller derartigen Vorrichtungen mit directer Dampfwirkung, nämlich eines großen Dampfverbrauches leidet. Der Pulsometer wirkt wie eine Pumpe, sowohl saugend wie drückend, und es ist natürlich die größtmögliche Saughöhe durch die Wasserbarometerhöhe beschränkt (etwa zu 8 m), während die Druckhöhe von dem Ueberdrucke des angewendeten Dampfes abhängt. Die Einrichtung eines Pulsometers der Hall'schen

Construction ist aus den Figuren 731 und 732 ersichtlich. Hiernach besteht der Apparat aus einem gußeisernen, durch eine Scheidewand a in zwei birnförmige Kammern A_1 und A_2 getheilten Gehäuse, welches unterhalb

Fig. 731.

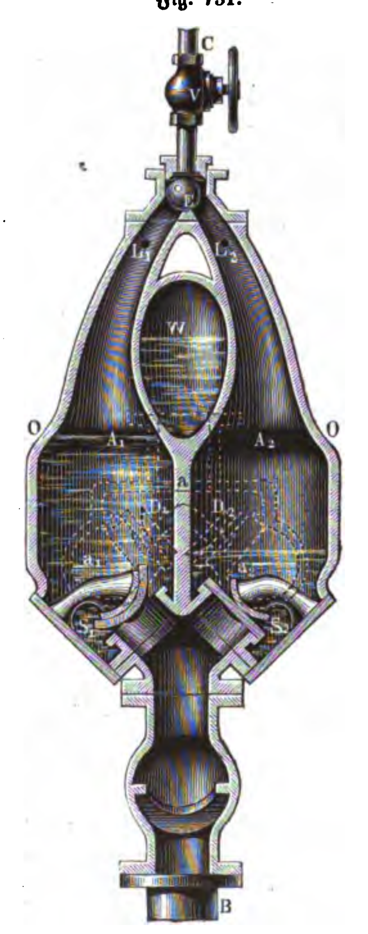
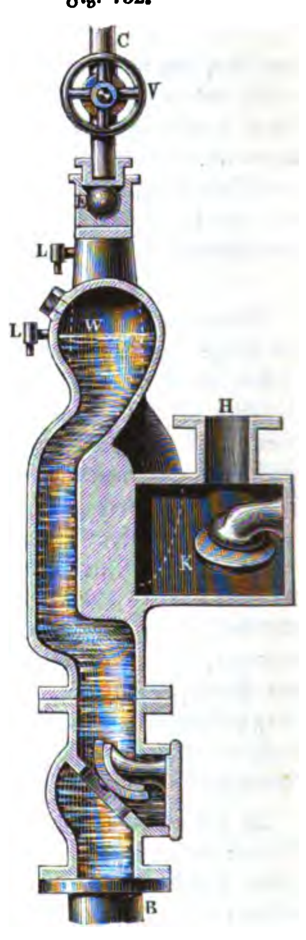


Fig. 732.



mit dem Saugrohre B, oben mit der Dampfzuleitung C in Verbindung steht, in welcher letzteren das Absperrventil V gewöhnlicher Einrichtung angebracht ist, um die Zuführung des Dampfes reguliren zu können. Der Abschluß der Kammern A gegen das Saugrohr wird durch zwei Gummiklappen, früher Kugelventile, S_1 und S_2 bewirkt, welche ähnlich den Saugventilen einer doppeltwirkenden Pumpe abwechselnd geöffnet und geschlossen

sind, so daß das in B durch den äußeren Atmosphärendruck emporgetriebene Wasser entweder in die Kammer A_1 eintritt, deren Ventil S_1 geöffnet ist, während es von der anderen Kammer A_2 durch das Ventil S_2 abgeschlossen ist, oder umgekehrt. Der zwischen den beiden Kammern A_1 und A_2 eingeklemmte Raum W, welcher mit dem Saugrohre B durch einen seitlichen Canal in Verbindung steht, verrichtet dabei die Functionen eines Saugwindkessels.

Jede der Kammern A_1 und A_2 ist seitlich mit einem Austrittscanale a_1 und a_2 versehen, welche beiden Canäle nach einem Ventilkasten K geführt sind, von dem jeder Canal durch ein Druckventil D abgeschlossen ist. Auch diese Ventile öffnen sich, ähnlich den Steigventilen einer doppeltwirkenden Pumpe, abwechselnd nach oben, und ebenso wie dort wird das geförderte Wasser durch das auf dem Ventilkasten K angebrachte Steigrohr H in die Höhe gedrückt. Es ist aus dieser Einrichtung ersichtlich, daß es zum Betriebe des Apparates nur nöthig sein wird, abwechselnd in der einen Kammer A_1 ein Vacuum und in der anderen A_2 einen Ueberdruck herzustellen, um einerseits ein Ansaugen von Wasser aus B und andererseits ein Emporbrücken desselben durch H wie bei einer doppeltwirkenden Pumpe zu bewirken, indem die beiden Kammern etwa den Cylinderräumen zu beiden Seiten des Kolbens bei einer Kolbenpumpe zu vergleichen sind. Um diese abwechselnde Wirkung durch den aus C hinzugeführten Dampf hervorzubringen, ist im oberen Vereinigungspunkte der beiden Kammerhälse unmittelbar unter der Einmündung des Dampfrohres C eine Bronzekugel E befindlich, welche, wenn sie abwechselnd nach der einen oder nach der anderen Seite gedrückt wird, bald die eine Kammer A_1 vom Dampfrohre abschließt und die andere A_2 damit in Verbindung setzt, bald umgekehrt. Die alternirende Bewegung der Kugel, welche man eine **Steuerung** nennen kann, geschieht ganz selbstthätig durch die Wirkung des Dampfes, ohne Zuhülfenahme besonderer Bewegungstheile in folgender Weise. Denkt man sich den Apparat mit Wasser etwa bis zu der Höhe OO gefüllt, was durch eine Füllöffnung im Saugwindkessel W und dadurch ermöglicht wird, daß ein im Saugrohre B befindliches Fußventil das Abfließen des Wassers verhindert, so wird beim Oeffnen des Absperrventils der hinzutretende Dampf auf die Oberfläche des Wassers in der ihm zugänglichen Kammer A_2 drücken und bei genügender Spannung das Wasser durch den Canal a_2 und das Druckventil D_2 nach der Steigröhre H treiben. Dieser Vorgang wird so lange dauern, bis der Wasserspiegel in der Kammer A_2 bis unter die obere Kante des Austrittscanals a_2 gesenkt ist; von diesem Augenblicke an entweicht durch diese Oeffnung der Dampf in beträchtlicher Menge nach dem Steigrohre, wird daselbst und durch aus dem Steigrohre zurückfallendes Wasser schnell condensirt, und es entsteht in der Kammer a_2 ein Vacuum, in Folge dessen die Steuerkugel E von dem größeren Drucke in der anderen Kammer A_1

nach rechts geworfen wird. Dadurch ist nun die Kammer A_2 von dem Dampfrohre C gänzlich abgesperrt, das in A_2 gebildete Vacuum veranlaßt ein Ansaugen von Wasser aus dem Saugrohre B durch das nunmehr sich öffnende Ventil S_2, während das Druckventil D_2 sich geschlossen hat, wodurch ein Zurückfallen des nach H geförderten Wassers verhindert wird. Durch das Umlegen der Steuerkugel E ist gleichzeitig dem Dampfe der Zutritt in die andere Kammer A_1 gestattet, in welcher nun ein analoger Vorgang stattfindet, bis die Senkung des Wasserspiegels bis zu der Oberkante des Austrittscanals a_1 stattgefunden hat. In diesem Augenblicke wird ebenso in A_1 eine lebhafte Condensation des Dampfes durch dessen Eintritt in das Steigrohr hervorgerufen, und die Steuerkugel in Folge des Ueberdruckes in der Kammer A_2 wieder nach links umgelegt. Bei dieser hier beschriebenen Wirkung sorgt man dafür, daß während der Saugwirkung einer Kammer immer eine kleine Menge Luft in dieselbe eingesaugt wird. Zu diesem Ende ist jede der Kammern in dem oberen Theile des Halses mit einem sich nach innen öffnenden kleinen Luftventile L_1, L_2 versehen. Hierdurch wird zwar die Saugwirkung etwas beeinträchtigt, doch erreicht man durch diese Anordnung die Möglichkeit einer Regulirung des Apparates. Man kann nämlich durch Stellung der Luftventile die Menge der angesaugten Luft und damit die Zeitdauer reguliren, welche während des Ansaugens von Wasser jedesmal verstreicht. Da man nun andererseits in dem Dampfzulaßventile ein Mittel hat, die Druckwirkung innerhalb bestimmter Grenzen schneller oder langsamer vor sich gehen zu lassen, so hat man es auch in der Gewalt, den Apparat so zu reguliren, daß die vorbeschriebenen Wirkungen des Saugens in der einen und des Drückens in der anderen Kammer zu derselben Zeit beendigt sind. Außerdem bildet die während des Saugens in die Kammer eingetretene Luft in der darauf folgenden Druckperiode in gewisser Art eine Zwischenlage zwischen dem Wasser unterhalb und dem oberhalb eintretenden Dampfe, von welchem letzteren man annehmen darf, daß er beim Eintritte zunächst die Luft vor sich herschiebt. Wegen der geringen Wärmeleitungsfähigkeit der Luft wird in Folge dieser Luftschichtung die vorzeitige Condensation des Dampfes während der Druckperiode wesentlich vermindert. Wenn dann im Verlaufe der letzteren das Wasserniveau bis zur Oberkante des Austrittscanals sinkt, so entweicht zuerst immer gänzlich oder großentheils die in der vorherigen Saugperiode angesaugte Luft.

Jedenfalls spielt die in solcher Art angesaugte Luft auch eine wichtige Rolle bei dem Vorgange der Umsteuerung der Steuerkugel, worüber man etwa Folgendes anführen kann. Wenn in Folge der plötzlich eingetretenen Condensation des Dampfes zu Ende der Druckperiode in der Kammer ein Vacuum eingetreten ist, so wird das Wasser aus dem Saugrohre mit einer Beschleunigung in die Kammer treten, welche

um so größer ist, je mehr die im Saugwindkessel herrschende Spannung den Druck übersteigt, welcher in der Kammer noch vorhanden ist. Die beschleunigte Bewegung des Wassers dauert dann so lange, bis eine Ausgleichung der Drucke in beiden Räumen eingetreten ist. In diesem Augenblicke wird jedoch der Wasserspiegel in der Kammer noch nicht zur Ruhe kommen, vielmehr wird das Wasser vermöge der erlangten Geschwindigkeit sich noch entsprechend über die Gleichgewichtslage erheben, wobei eine Compression der Luft stattfindet, welche oberhalb des Wasserspiegels in dem Halse der Kammer befindlich ist. Der Druck dieser Luft gegen die Steuerkugel bewirkt daher in Verbindung mit dem in der anderen Kammer unterdessen eingetretenen Vacuum das Umsteuern.

Die Versuche, welche mit dem Pulsometer insbesondere von Schaltenbrand*) angestellt sind, haben die schon oben angeführte Bemerkung bestätigt, wonach mit einer directen Wirkung des Dampfes auf das Wasser ein bedeutender Wärmeverlust verbunden ist, so daß der Wirkungsgrad ein sehr geringer wird. Den an der angezeigten Quelle angegebenen Versuchen zufolge variirte bei Förderhöhen zwischen 6 und 10,18 m der Dampfverbrauch für jede zur wirklichen Wasserhebung aufgewendete Pferdekraft pro Stunde zwischen 122 und 235 kg, welche Beträge den Dampfverbrauch guter durch Dampfmaschinen betriebener Pumpen beträchtlich überschreiten.

Nach anderen Angaben von Eichler**) stellte sich in Folge der an den Pulsometern angebrachten Verbesserungen der Verbrauch an Dampf günstiger, nämlich in der Minute auf 1,43 kg Dampf für jede effectiv geleistete Pferdekraft, und es wird deshalb für Gruben der Pulsometer in solchen Fällen empfohlen, in denen die mäßigen Anlagekosten, die leichte Aufstellbarkeit und das geringe Raumerforderniß der Wasserhebevorrichtung vornehmlich in Betracht kommen, und wo die Förderhöhen nicht mehr als etwa 40 m betragen. Auch dürfte die Anwendung des Pulsometers für vorübergehende Leistungen, z. B. für Baugrubenentwässerungen, gerechtfertigt erscheinen. In Betreff der Einfachheit der Anordnung und Aufstellung läßt der Pulsometer nichts zu wünschen übrig, da derselbe nicht einmal eines festen Fundamentes bedarf, sondern unter Umständen mittelst eines Taues von einem Gerüste in die Baugrube herabhängend in Thätigkeit gesetzt werden kann. Die Anzahl der Pulsationen oder einfachen Wechsel der Steuerkugel pro Minute variirte bei den angegebenen Versuchen von Schaltenbrand zwischen 43 und 128, bei den größeren Pulsometern von Eichler erfolgte dagegen bei 25 m

*) Der Pulsometer von C. Schaltenbrand. Berlin 1877.

**) C. Eichler, Die Anwendung der Pulsometer auf Adolph-Schacht bei Reichenwalde.

Förderhöhe eine Pulsation in 4 bis $4^1/_2$ Secunden. In Betreff näherer Angaben muß auf die angeführten Quellen verwiesen werden.

§. 167. **Saugheber.** Der sogenannte Saugheber ist im eigentlichen Sinne des Wortes keine Wasserhebungsmaschine, weil durch ihn das Wasser nicht höher gehoben, sondern nur über eine Erhöhung weg gefördert wird; aus diesem Grunde ist der Saugheber vielmehr als eine Wasserleitungsröhre mit einem nach oben gerichteten Kropfe anzusehen. Da die in physikalischen und chemischen Laboratorien zur Anwendung kommenden kleinen Saugheber als bekannt vorausgesetzt werden dürfen, sollen hier nur die zur Ableitung größerer Wassermengen dienenden hydrotechnischen Anlagen besprochen werden. Ein gemauerter kurzer Heber dieser Art ist bereits in Band II, wo vom Reguliren des Wasserstandes in einem Canale die Rede ist, abgehandelt worden. Auch gehören hierher jedenfalls die sogenannten intermittirenden Quellen, wie *ABCDE*, Fig. 733. Steht das Wasser in der Höhle *W* über dem höchsten Punkte *D* des einen Heber bildenden unterirdischen Canals *CDE*, so wird aus letzterem die Luft durch das Wasser ausgetrieben, und es erfolgt nun ein Ausfluß desselben durch *E*, welcher so lange anhält, als der Wasserspiegel in *W* über der Einmündung *C* steht.

Fig. 733.

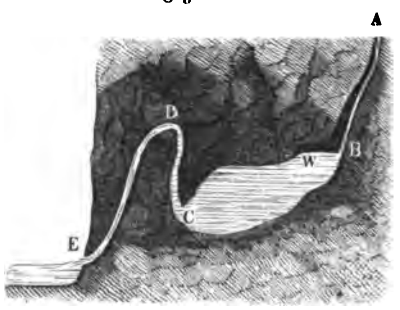
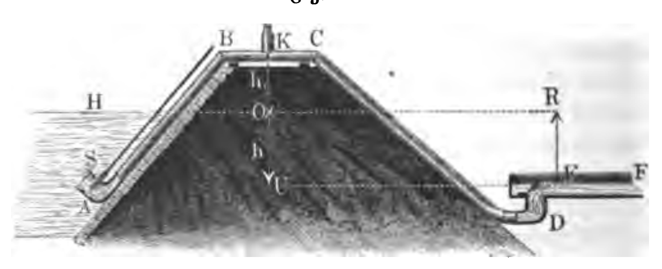


Fig. 734.



Der Ausfluß wird aber nur so lange unterbrochen, als der Wasserspiegel unter dem Niveau von *D* steht, füllt sich jedoch die Höhle *W* durch Zufließen

des Wassers mittelst der Kluft AB wieder bis zu diesem Niveau, so beginnt der Abfluß des Hebers durch CDE von Neuem.

Die Einrichtung eines einfachen Saughebers zum Ableiten des Wassers aus einem Sumpfe oder Teiche führt die Abbildung Fig. 734 vor Augen. Die Anordnung besteht in der Hauptsache aus drei gußeisernen Röhren, und zwar aus dem steigenden Schenkel AB, aus dem horizontalen Mittelstücke BC und aus dem fallenden Schenkel CD; nächstdem ist die Einmündung A mit einem Regulirungsschieber S, sowie die mit dem Abzugsgerinne EF in Verbindung stehende Ausmündung D mit einem Klappenventil E versehen, auch ist noch im Mittelstücke BC ein mit einem Stöpsel zu verschließendes kurzes Mundstück K angebracht. Um den Heber in Gang zu setzen, werden der Schieber S und das Ventil E geschlossen, worauf so lange Wasser durch K eingeführt wird, bis der ganze Heber damit angefüllt ist. Schließt man nun K luftdicht ab, eröffnet S und macht E frei, so beginnt die Wirksamkeit des Hebers, indem das Wasser in einem zusammenhängenden Strome in der Richtung $ABCD$ durch denselben hindurchfließt und bei E zum Ausflusse gelangt. Dieses Fortströmen ist jedoch noch an zwei Bedingungen gebunden.

Erstens ist nöthig, daß der Wasserspiegel H im Speisereservoir AH über der Ausmündung E stehe, denn die Abflußgeschwindigkeit v des Wassers bei E ist

$$v = \mu \sqrt{2gh},$$

wenn μ den Ausflußcoefficienten und h die Druckhöhe oder den senkrechten Abstand RE des Wasserspiegels H über der Ausmündung E bezeichnet, und folglich wird für $h = 0$ auch $v = 0$.

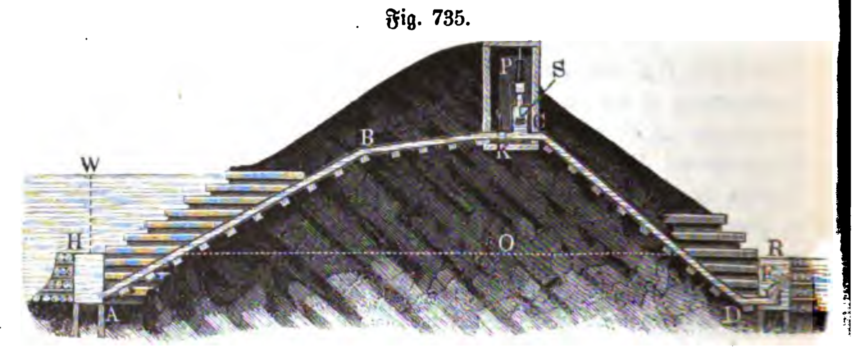
Zweitens darf die Höhe $KO = h_1$ des Mittelstückes BC oder Heberscheitels K über dem Wasserspiegel H im Speisereservoir noch nicht die dem Atmosphärendrucke entsprechende Wassersäulenhöhe b von circa 10,34 m erreichen, denn der Druck des Wassers an der höchsten Stelle ist $b - h_1$ und daher gleich Null für $h_1 = b$; es entsteht also für $h_1 > b$ bei K ein luftleerer Raum, und wird an dieser Stelle die Continuität des Wasserstromes $ABCD$ unterbrochen.

Da in jedem Falle der Druck des Wassers im Heberscheitel $b - h_1$ kleiner als der Atmosphärendruck ist, so scheidet sich die im zufließenden Wasser unter dem äußeren Luftdrucke befindliche Luft an dieser Stelle nach und nach aus, und häuft sich am Ende in solcher Menge an, daß dadurch nach einiger Zeit der Abfluß des Wassers ganz gehemmt wird. Deshalb ist es denn nöthig, von Zeit zu Zeit die Luft aus dem Heberscheitel zu entfernen, was sich bei dem in Fig. 734 abgebildeten einfachen Heber nur durch Abschließen der Mündungen S und F und Nachfüllen von Wasser bewerkstelligen läßt;

bei vollkommeneren Heberanlagen aber mittelst einer auf dem Heberscheitel angebrachten Luftpumpe hervorgebracht wird.

Eine größere und vollkommenere Heberanlage ist in Fig. 735 abgebildet. Dieser Heber ist vom belgischen Ingenieurofficier F. Ablay*) aus-

Fig. 735.



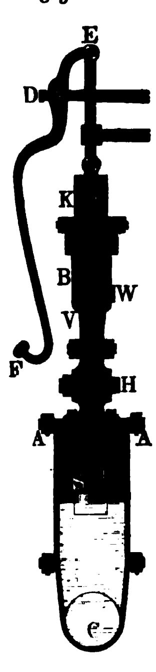
geführt, und hat den Zweck, den Graben der Festung St. Marie unweit Antwerpen durch Wasser aus der dicht vorbeifließenden Schelde zu speisen. Der Röhrenstrang *ABCD* ist aus gußeisernen Röhren von 0,2 m Weite zusammengesetzt und hat im Ganzen eine Länge von 36 m. An den Enden desselben befinden sich zwei parallelepipedische Behälter *AH* und *DR* aus Eisenblech, welche oben in einem und demselben Niveau *HOR* ausmünden und durch Eisengitter bedeckt sind. Bei dieser Einrichtung bleiben die beiden Hebermündungen *A* und *D* stets unter Wasser, es kann also keine Luft in den Heber treten, selbst wenn auch zur Zeit der Ebbe der Wasserspiegel *W* der Schelde noch unter das Niveau des Wasserspiegels *R* im Festungsgraben sinkt. Damit aber dann auch das Wasser im Heber nicht rückwärts läuft, ist an der Ausmündung *D* desselben noch ein sich nach außen öffnendes Klappenventil *E* angebracht. Während der Wasserspiegel der Schelde zur Zeit der Ebbe 1,4 m unter dem Wasserspiegel des Festungsgrabens steht, befindet sich derselbe zur Fluthzeit 2,7 bis 3,2 m über demselben. Um die sich im Heberscheitel *C* ansammelnde Luft zu entfernen, ist ein Luftreservoir *S* und eine Saugpumpe *P* angebracht, und das Ganze in einer ausgemauerten Kammer eingeschlossen. Uebrigens hat man aus militairischen Gründen den ganzen Heber sowie auch diese Kammer, welche den Luftpumpenapparat enthält, mit Erde bedeckt. Der Hahn *K*, welcher durch Zahnräder und eine Kurbel bewegt werden kann, dient dazu, die Bewegung des Wassers im Heber nach Belieben zu ermöglichen oder zu unterbrechen.

---

*) S. Annales des Travaux publics de Belgique, Tome IX, 1850 und 1851.

Die specielle Einrichtung der Saugpumpe ist aus dem verticalen Durchschnitte derselben in Fig. 736 zu ersehen. Es ist *ACA* ein auf dem Heberscheitel *C* aufsitzender Recipient mit einem Schwimmer *S*, dessen Zeiger in einer (in der Figur nicht sichtbaren) Glasröhre spielt, und daher von außen beobachtet werden kann; ferner ist *B* der durch ein engeres Communicationsrohr mit dem Recipienten in Verbindung stehende Pumpencylinder, *K* der in demselben spielende Kolben und endlich *EDF* der um *D* drehbare Hebel, wodurch der Kolben in *B* auf- und niederbewegt wird. Noch sieht man bei *V* das Saug- und bei *W* das Ausblaseventil, sowie in *H* einen kleinen Hahn, wodurch man zur Erzielung eines dichteren Abschlusses den ganzen Pumpenapparat vom Luftrecipienten *ACA* absperren kann.

Fig. 736.



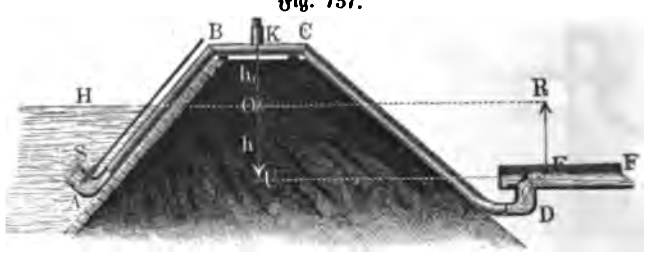
Soll der Heber in Gang gesetzt werden, so kommt es nur darauf an, daß man die beiden Behälter *AH* und *RD* mit Wasser anfülle, und die Luftpumpe in Gang setze; nach einiger Zeit füllt sich der Heber mit Wasser, und es beginnt seine Wirksamkeit, die natürlich wieder aufhört, wenn der Wasserspiegel *W* unter das Niveau des Unterwassers *R* herabgesunken ist, aber auch von selbst wieder beginnt, wenn sich *W* wieder über *R* erhebt. Uebrigens ist die sich in *ACA*, Fig. 736, nach und nach ansammelnde Luft von Zeit zu Zeit mittelst der Luftpumpe zu entfernen.

Es hat das ununterbrochene Fließen eines Saughebers besonders dann seine Schwierigkeiten, wenn die Röhren desselben nicht ganz luftdicht sind, und deshalb im Mittelstücke Luft einsaugen. Aus diesem Grunde ist es auch unmöglich, einen Saugheber aus Holzröhren auf die Dauer fließend zu erhalten, wenigstens ist es dann nöthig, die eingesaugte Luft durch eine stetig arbeitende Pumpe aus demselben zu entfernen. Gelegenheit zum Einsaugen und Ansammeln von Luft geben zumal solche Heber, welche ein langes Mittelstück haben. Es ist dann immer nöthig, daß man demselben noch ein kleines Ansteigen gebe und die Luftpumpe am Ende desselben, unmittelbar über dem abfallenden Schenkel, anbringe (wie in Fig. 735), damit die Luftblasen mit dem Wasserstrome fort- und dem Recipienten zugeführt werden. Ueber die Erfahrungen, welche man beim Bergbau in Sachsen und am Harz an Saughebern mit sehr langen Mittelstücken gemacht hat, ist nachzu-

lesen: Jahrbuch für den Sächs. Berg- und Hüttenmann 1843, sowie die berg- und hüttenmännische Zeitung 1858.

Die Theorie der Bewegung des Wassers im Saugheber ist von der in gewöhnlichen Leitungsröhren nicht verschieden (s. Bd. I und Bd. II). Bezeichnet h die Druckhöhe oder die Höhe RE, Fig. 737, des Oberwasser-

Fig. 737.



spiegels H über dem Unterwasserspiegel, l die ganze Axenlänge des Hebers, d die Weite desselben, v die Ausflußgeschwindigkeit, ζ_0 den Widerstandscoefficienten für den Eintritt des Wassers bei A, ζ den Reibungscoefficienten für die Bewegung des Wassers in dem Heber, und sind ζ_1 und ζ_2 die Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die Knieröhren B und C, so hat man:

$$h = \left(1 + \zeta\,\frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2\right)\frac{v^2}{2g} = \varphi\,\frac{v^2}{2g} \quad \ldots \ldots (1)$$

wenn $1 + \zeta\,\frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2 = \varphi$ gesetzt wird. Daraus folgt die Geschwindigkeit des ausfließenden Wassers

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{\varphi}},$$

und das Ausflußquantum pro Secunde

$$Q = Fv = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2gh}{\varphi}}.$$

Bedeutet ferner h_1 die Höhe KO des Heberscheitels über dem Oberwasserspiegel und l_1 die Länge des Rohres von der Einmündung A bis zum Scheitel gemessen, so hat man, unter z die Druckhöhe des Wassers im Scheitel verstanden, auch die Beziehung

$$b - h_1 - z = \left(1 + \zeta\,\frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1\right)\frac{v^2}{2g} = \varphi_1\,\frac{v^2}{2g} \quad \ldots \ldots (2)$$

wenn der Kürze halber $1 + \zeta\,\frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 = \varphi_1$ gesetzt wird. Aus (1) und (2) folgt

$$\frac{b - h_1 - z}{h} = \frac{\varphi_1}{\varphi},$$

woraus nun die Druckhöhe z im Heberscheitel zu

$$z = b - h_1 - \frac{\varphi_1}{\varphi} h \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3)$$

sich ergiebt.

Ist die Mittel- oder Scheitelröhre sehr lang, also l_1 nahe gleich l, so kann man genau genug $\varphi = \varphi_1$ setzen, und erhält

$$z = b - (h + h_1).$$

Damit ein Saugheber stetig fließe, muß nicht nur h, sondern auch z positiv sein, es muß daher nach (3)

$$\frac{\varphi_1}{\varphi} h + h_1 < b$$

oder bei sehr langer Mittelröhre

$$h + h_1 < b \text{ sein.}$$

Soll daher der Heber einen stetig durchfließenden Wasserstrom geben, so darf die Höhe $KU = h + h_1$ des Scheitels über dem Unterwasser die Wasserbarometerhöhe b noch nicht erreichen. Denn wenn nur die Steighöhe $KO = h_1$ kleiner ist als b, dagegen die Höhe $KU = h + h_1$ den Werth b übertrifft, so steigt zwar das Wasser in die Scheitelröhre, es fließt aber derselben das Wasser nicht so schnell zu, als es durch den fallenden Schenkel abgeführt wird. In Folge hiervon wird der Wasserstrahl seine Stetigkeit verlieren (s. Thl. I), wenn man nicht der Ausflußmündung D eine entsprechend engere Weite d_1 giebt, als der Röhre. Ist in dem letzteren Falle v_1 die Ausflußgeschwindigkeit und ζ_m der Widerstandscoefficient für das Mundstück, so hat man:

$$h = \left(\zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2\right) \frac{v^2}{2g} + (1 + \zeta_m) \frac{v_1^2}{2g}$$

$$= \left[\varphi - 1 + (1 + \zeta_m) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] \frac{v^2}{2g} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (4)$$

Diese Gleichung liefert in Verbindung mit (2)

$$\frac{b - h_1 - z}{h} = \frac{\varphi_1}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4},$$

woraus die Druckhöhe z im Scheitel zu

$$z = b - h_1 - \frac{\varphi_1 h}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4} \text{ folgt.}$$

Damit der Heber stetig fließe, muß z positiv, also

$$h_1 + \frac{\varphi_1 h}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} < b$$

sein. Ist nun d_1 viel kleiner als d, so kann man

$$\frac{\varphi_1}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} = 0$$

setzen, und erhält als Bedingung für den stetigen Ausfluß nur $h_1 < b$, an welche Bedingung das Fließen überhaupt gebunden ist.

Beispiel. Ein überall gleich weiter Saugheber von 100 m Axenlänge und 0,1 m Weite, bei welchem der Widerstandscoefficient $\zeta_0 = 0{,}100$, und die Coefficienten für die beiden Knieröhren $\zeta_1 = \zeta_2 = 0{,}3$ sind, hat bei dem Gefälle $h = 3$ m die Ausflußgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \zeta\frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2}} = \sqrt{\frac{2\,.\,9{,}81\,.\,3}{1{,}7 + 1000\,\zeta}}.$$

Nimmt man $\zeta = 0{,}02$ an, so erhält man

$$v = \sqrt{\frac{58{,}86}{21{,}7}} = 1{,}65\,\text{m}.$$

Da nach Thl. I für $v = 1{,}6$ m der Coefficient $\zeta = 0{,}0219$ zu setzen ist, so erhält man genauer

$$v = \sqrt{\frac{58{,}86}{1{,}7 + 21{,}9}} = 1{,}58\,\text{m},$$

und hieraus die in jeder Secunde durchfließende Wassermenge

$$Q = 3{,}14\,.\,0{,}05^2\,.\,1{,}58 = 0{,}0124\,\text{cbm} = 12{,}4\ \text{Liter}.$$

Damit das Wasser in diesem Heber stetig fließe, muß, wenn der Scheitel desselben um $l_1 = 80$ m von der Einmündung entfernt ist,

$$\frac{\varphi_1}{\varphi}\,h + h_1 < b$$

sein, d. h. man hat

$$\frac{1 + 0{,}0219\,\frac{80}{0{,}1} + 0{,}1 + 0{,}3}{1 + 0{,}0219\,\frac{100}{0{,}1} + 0{,}1 + 0{,}6}\,3 + h_1 < 10{,}34,$$

oder es muß die Höhe h_1 den Werth $10{,}34 - 2{,}41 = 7{,}93$ m nicht übersteigen. Anderenfalls müßte eine entsprechende Verengung der Ausmündung vorgenommen werden.

Anmerkung. Ueber Wasserhebevorrichtungen finden sich in den verschiedenen technischen Journalen vielfach specielle Artikel. Außer den im Vorstehenden an den betreffenden Stellen bereits angegebenen literarischen Quellen

können hier noch speciell folgende über den Gegenstand handelnde Schriften angeführt werden: Eytelwein's Handbuch der Mechanik und Hydraulik, Berlin 1842; Gerstner's Handbuch der Mechanik, Bd. II und III; Kaiser's Handbuch der Mechanik, Karlsruhe 1842; Langsdorf's Vollständiges System der Maschinenkunde, Leipzig 1828; Jeep, Der Bau der Pumpen und Spritzen, Leipzig 1871; Hagen's Handbuch der Wasserbaukunde, Thl. I; Hachette, Traité élémentaire des Machines, Paris 1819; Borgnis, Traité complet de Mécanique appliquée; T. IV des Machines hydrauliques, Paris 1819; Navier, Résumé des Leçons sur l'application de la Mécanique, Part II, Paris 1838; D'Aubuisson, Traité d'Hydraulique, Paris 1840; Morin, Machines et appareils destinés à l'élévation des eaux, Paris 1863.

Die Bergwerkspumpen werden ausführlich behandelt in dem größeren Werke: Die Wasserhaltungsmaschinen von J. v. Hauer, in welchem auch eine vollständige Literaturangabe zu finden ist. Ferner sind anzuführen: Serlo's Bergbaukunde, Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenbau- und Aufbereitungswesen, Riedler's Excursionsbericht und Combes, Traité de l'exploitation des Mines, T. III, Paris 1845.

Ueber städtische Wasserwerke sehe man u. A. Salbach, Die Dresdener Wasserwerke, Halle; sowie dessen Wasserwerk der Stadt Halle 1871, und verschiedene Artikel in Schilling's Journal für Gasbeleuchtung; Hydraulica, an historical and descriptive account of the Waterworks of London 1835. Ferner über Entwässerungen: Treubing, Ueber Ent- und Bewässerung von Ländereien, Zeitschr. des Hannov. Arch.- und Ing.-Ver. 1864 und 1865; Gevers van Endegeest, Over de droogmaking van het Haarlemer Meer, Amsterdam 1857; deutsch in Förster's Bauzeitung 1865. Noch ist anzuführen: Elementi di Meccanica e D'idraulica di G. Venturoli, Napoli 1833; John Robison, a System of Mechanical Philosophy with Notes by Brewster, Vol. II, 1822. Eine umfangreiche Quellenangabe ist in der mehrfach citirten Rühlmann'schen allgemeinen Maschinenlehre, Bd. IV, enthalten.

Fünftes Capitel.

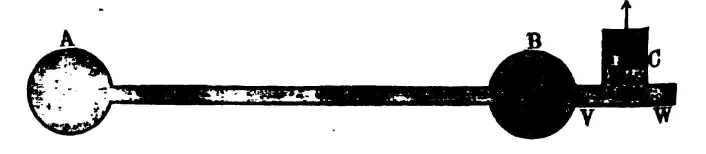
Die Bewegung der Luft.

§. 168. **Von der Bewegung der Luft überhaupt.** Das Fortschaffen der Luft von einem Punkte A nach einem anderen Punkte B, Fig. 738 und Fig. 739, kann entweder durch Vergrößerung der Expansivkraft der Luft in A oder durch Verminderung der Expansivkraft in B bewirkt werden.

Fig. 738.



Fig. 739.



Bezeichnen p, γ und t die Spannung, Dichtigkeit und Temperatur der Luft in A sowie p_1, γ_1 und t_1 dieselben Größen für die Luft in B, so hat man nach dem Gesetze von Mariotte und Gay-Lussac (Thl. I, Abschn. VI, Cap. 4)

$$\frac{p_1}{p} = \frac{1 + 0,00367\, t_1}{1 + 0,00367\, t}\, \frac{\gamma_1}{\gamma}.$$

Man kann daher eine die Bewegung von A nach B bedingende Differenz $p - p_1$ der Spannungen entweder durch eine Veränderung der Temperatur t oder der Dichtigkeit γ erlangen. Hiernach giebt es zwei verschiedene Mittel zur Fortbewegung der Luft, nämlich

1) die einseitige Erwärmung oder Abkühlung und
2) die einseitige Verdichtung oder Verdünnung (Zusammendrückung oder Ausdehnung) der Luft.

Zu den Hülfsmitteln der ersten Art gehören die Brennherde bei Feuerungsanlagen und die Wetteröfen in den Bergwerken, in Verbindung mit den Essen, Anzüchten, Wetterschächten u. s. w.; zu denen der zweiten Art die Wettermaschinen und Gebläse der Berg- und Hüttenleute. Die Wettermaschinen der Bergleute sind in der Regel Luft- oder Wettersauger, d. h. sie erzeugen die Bewegung der Luft von A nach B durch Verdünnung in B, während die Gebläse der Metallurgen Luft- oder Windbläser sind, bei welchen die Luft durch eine Verdichtung in A von da nach B getrieben wird. Während es bei den gewöhnlichen Wettermaschinen nur auf die Erzeugung eines Luftzuges ankommt, welcher die verdorbene, zum Athmen oder Brennen untaugliche Luft durch reine atmosphärische ersetzt, sollen die Gebläse atmosphärische Luft mit erhöhter Pressung und großer Geschwindigkeit in den Schmelz- oder Verbrennungsraum eines Ofens führen. Uebrigens besteht kein wesentlicher Unterschied zwischen Luftbläsern und Luftsaugern, da in der Regel eine Maschine der einen Art durch Veränderung ihrer Stellung oder einzelner ihrer Organe, z. B. der Ventile, in eine Maschine der anderen Art umgewandelt werden kann. So ist z. B. die Wettermaschine oder Saugpumpe C, wodurch bei der Wetterführung in Fig. 739 die Luft in B verdünnt wird, von dem Gebläse oder der Druckpumpe C, welche in Fig. 738 die Luft in A verdichtet, lediglich durch die entgegengesetzte Stellung gegen die Behälter A und B verschieden.

Was die Einrichtung der Wettermaschinen und Gebläse anbetrifft, so kann bei ihnen das Zusammendrücken und Ausdehnen der Luft entweder mittelst eines festen oder eines flüssigen Körpers, vornehmlich mittelst des Wassers, erfolgen. Bei den Gebläsen der ersten Art mit Verwendung eines festen Körpers wirkt dieser letztere entweder nach Art eines Pumpenkolbens mit absetzender oder stetig rotirender Bewegung durch Erweiterung oder Verengung eines gewissen Raumes, oder dadurch, daß der Luft durch die schnelle Rotation des festen Körpers eine große Geschwindigkeit ertheilt wird, in Folge deren sie vermöge ihrer Trägheitskraft verdichtend oder verdünnend auf die zu bewegende Luft wirkt. Diese letztgedachten, mit dem Namen der Centrifugalgebläse oder Ventilatoren benannten Maschinen sind den Centrifugalpumpen ähnlich, während die erstgedachten den alternirenden Kolbenpumpen resp. den Rotationspumpen entsprechen. Hier

kann noch ein Unterschied angeführt werden, darin bestehend, daß der betreffende kolbenartig wirkende Körper, entweder durch einen festen oder flüssigen Stoff gelidert, dichtschließend in einem Gehäuse sich bewegt, oder daß die Volumenveränderung ohne eine solche Liderung mit Hülfe eines dehnbaren Materials ermöglicht wird, wie dies z. B. bei den ledernen Balgen der Fall ist.

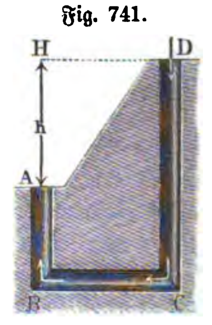
Die Gebläse endlich, welche die Zusammendrückung und Bewegung der Luft mit Hülfe des Wassers bewirken, haben verschiedene Construction, und sind vornehmlich durch das Schnecken-, Wassersäulen-, Ketten- und Wassertrommelgebläse vertreten. Auch Dampfstrahlen hat man neuerdings zur Erzielung der Gebläsewirkung verwendet.

Im Folgenden sollen die vorzugsweise angewandten Einrichtungen und Maschinen der im Vorstehenden angedeuteten Reihenfolge gemäß besprochen werden. Es ist leicht zu erkennen, daß sehr viele der im vorhergehenden Capitel besprochenen Pumpen und anderen Wasserhebemaschinen ohne Weiteres oder mit geringen Abänderungen auch als Maschinen zur Bewegung der Luft Verwendung finden können.

§. 169. **Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.** Das einfachste Bewegungsverhältniß der Luft bietet der gewöhnliche Luftwechsel in Wohngebäuden sowie der natürliche Wetterwechsel in Grubenbauen dar. Die in einer Röhre $ABCD$, Fig. 740 und Fig. 741, befindliche

Fig. 740.

Fig. 741.



Luft nimmt stets eine Bewegung an, wenn dieselbe eine andere Temperatur hat als die äußere Luft, und wenn die Mündungen A und D, wo diese Röhre mit äußerer Luft communicirt, nicht in demselben Niveau liegen. Ist h der senkrechte Abstand AH zwischen den Mündungen A und D, t die äußere und t_1 die innere Lufttemperatur, so kann man nach Thl. II, (Theorie der Essen), die theoretische Geschwindigkeit der Luft bei D entweder

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t_1 - t)}{1 + \delta t}\,2\,g\,h} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t_1 - t)}{1 + 0{,}00367\,t}\,2\,g\,h}\;{}^{*)}$$

oder

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t - t_1)}{1 + \delta t}\,2\,g\,h} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t - t_1)}{1 + 0{,}00367\,t}\,2\,g\,h}$$

setzen, und zwar ersteres, wenn die innere Temperatur t_1 die größere ist, wobei die Luft an der höheren Stelle D ausströmt (Fig. 740), und letzteres, wenn diese Temperatur von der äußeren Temperatur übertroffen wird, so daß die Ausströmung an der tieferen Stelle A (Fig. 741) erfolgt. Es wächst also hiernach die Geschwindigkeit der Luft in der Leitung $ABCD$ nicht allein wie die Quadratwurzel aus dem Niveauabstand h der Mündungen A und D, sondern auch wie die aus der Temperaturdifferenz $(t_1 - t)$. Diese Geschwindigkeit wird durch die Bewegungshindernisse in der Leitung, namentlich durch die Reibung an den Röhrenwänden noch besonders herabgezogen. Ist l die Axenlänge der ganzen Leitung $ABCD$, $d = \frac{4F}{p}$ (s. Thl. I) ihre mittlere Weite, sowie $\zeta = 0{,}024$ der Reibungscoefficient der Luft, und bezeichnet man der Kürze wegen die Summe der Widerstandscoefficienten aller übrigen Bewegungshindernisse in der Leitung durch ζ_1, so folgt, unter der Voraussetzung, daß der Röhrenquerschnitt überall derselbe und folglich auch den Mündungsquerschnitten gleich ist, die Geschwindigkeit der Luft in der Leitung:

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t_1 - t)}{1 + \delta t}\;\frac{2\,g\,h}{1 + \zeta\frac{l}{d} + \zeta_1}}$$

$$= \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t_1 - t)}{1 + 0{,}00367\,t}\;\frac{2\,g\,h}{1 + 0{,}024\frac{l}{d} + \zeta_1}},$$

oder annähernd, wenn man $1 + 0{,}00367\,t = 1$ setzt,

---

*) Die Formel findet man wie folgt: Ist γ die Dichtigkeit der Luft außen und γ_1 diejenige innen, so hat man für die Bewegung:

$$\frac{v^2}{2g}\,\gamma_1 = h\,(\gamma - \gamma_1),$$

oder

$$v = \sqrt{2\,g\,h\left(\frac{\gamma}{\gamma_1} - 1\right)}.$$

Da nun $\frac{\gamma}{\gamma_1} = \frac{1 + \delta t_1}{1 + \delta t}\,\frac{p}{p_1}$ und p nahe gleich p_1 ist, so folgen die obigen Ausdrücke.

$$v = 0{,}0606 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, 2gh}{1 + 0{,}024 \frac{l}{d} + \zeta_1}}$$

$$= 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, h}{1 + 0{,}024 \frac{l}{d} + \zeta_1}} \text{ Meter.}$$

Sind die Röhren- oder Canalwände sehr rauh, so ist jedenfalls ζ noch größer als 0,024, nach Befinden vielleicht der Sicherheit wegen gleich 0,05 zu setzen, wie auch in Thl. II bei der Berechnung der Geschwindigkeit der Luft in Essen geschehen ist.

Bezeichnet nun noch F den Querschnitt der Röhre, so hat man für das per Secunde durch dieselbe strömende Luftquantum

$$Q_1 = Fv = 0{,}0606\, F \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, 2gh}{1 + 0{,}024 \frac{l}{d} + \zeta_1}},$$

und dasselbe reducirt auf die äußere Temperatur t:

$$Q = \frac{1 + \delta t}{1 + \delta t_1}\, Q_1,$$

annähernd

$$Q = [1 - \delta\, (t_1 - t)]\, Q_1$$

$$= F\, [1 - \delta\, (t_1 - t)] \sqrt{\frac{\delta\, (t_1 - t)}{1 + \delta t} \frac{2gh}{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_1}}$$

$$= F\, [1 - \delta\, (t_1 - {}^1\!/_2\, t)] \sqrt{\frac{\delta\, (t_1 - t)\, 2gh}{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_1}}$$

$$= 0{,}0606\, F\, [1 - 0{,}00367\, (t_1 - {}^1\!/_2\, t)] \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, 2gh}{1 + 0{,}024 \frac{l}{d} + \zeta_1}},$$

oder, da bei den gewöhnlichen Ventilationen $0{,}00367\, (t_1 - {}^1\!/_2\, t)$ immer nur ein kleiner Bruch ist,

$$Q = Q_1 = 0{,}268\, F \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, h}{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_1}} \text{ Cubikmeter.}$$

Umgekehrt folgt der zum Durchführen einer gewissen Luftmenge Q Cubikmeter pro Secunde nöthige Querschnitt der Leitung:

$$F = 3{,}731\, Q \sqrt{\frac{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_1}{(t_1 - t)\, h}} \text{ Quadratmeter.}$$

Diese Berechnungen fallen, wie leicht zu ermessen ist, noch complicirter aus, wenn in der Leitung noch Richtungs- und Querschnittsveränderungen vorkommen, oder wenn der Querschnitt F_1 der Ausmündung ein anderer ist, als der Querschnitt F der ganzen Leitung. Jedenfalls lassen sich hier, wo nur kleine Dichtigkeitsveränderungen vorkommen, die bekannten Coefficienten und Formeln der Hydraulik anwenden, und ist hiernach Folgendes anzunehmen (s. Thl. I, Abschn. VI, Cap. 4).

1) Für den Durchgang der Luft durch eine Mündung in der dünnen Wand, z. B. durch die einer geöffneten Thür, ist der Widerstandscoefficient:

$$\zeta_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2,$$

wobei F den Querschnitt der Leitung unmittelbar hinter der Mündung, F_1 den der Mündung und α den Contractionscoefficienten (0,60) des Luftstromes bezeichnet.

2) Für den Eintritt des Luftstromes in eine engere Leitung ist $F_1 = F$, und daher der entsprechende Widerstandscoefficient im Mittel:

$$\zeta_1 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right) = ({}^{10}/_6 - 1)^2 = {}^4/_9 = 0{,}444 \ldots$$

oder den Erfahrungen besser entsprechend, $\zeta = 0{,}50$ zu setzen.

3) Für den Eintritt der Luft in einen weiteren Canal ist ferner der Widerstandscoefficient:

$$\zeta_1 = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2,$$

wenn F den Querschnitt des weiteren und F_1 den des engeren Canales bezeichnet. Ist v die Geschwindigkeit der Luft in der weiteren Röhre und v_1 die in der engeren Röhre, so hat man hiernach die entsprechende Widerstandshöhe:

$$h_1 = \zeta_1 \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left(1 - \frac{F_1}{F}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

also für kleine Werthe von $\frac{F_1}{F}$,

$$h_1 = \frac{v_1^2}{2g}.$$

4) Für den Durchgang des Luftstromes durch ein **rechtwinkeliges Knie** ist der Widerstandscoefficient

$$\zeta_1 \text{ nahe} = \text{Eins},$$

folglich die Widerstandshöhe nahe = der Geschwindigkeitshöhe. Für eine **spitze Knieröhre** ist ζ_1 größer, für eine **stumpfe** sowie für eine **Kropfröhre** kleiner als Eins.

5) Ist der Querschnitt F_1 der Ausmündung der Luft- oder Wetterleitung von dem Querschnitt F der letzteren verschieden, ist z. B. F_1 der Querschnitt der Mündung einer Thür am Ausgange der Leitung, so hat man die Ausströmungsgeschwindigkeit zu setzen:

$$v_1 = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\,h}{1 + \left(\zeta \frac{l}{d} + \zeta_1\right)\left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}},$$

weil die Geschwindigkeit in der Leitung

$$v = \frac{\alpha F_1}{F} v_1$$

ist, und die Widerstände in der Leitung der Höhe

$$\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

proportional wachsen.

Das per Secunde durch- und ausströmende Luftquantum ist

$$Q = \alpha F_1 v_1$$

$$= 0{,}268\,\alpha F_1 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\,h}{1 + \left(\zeta \frac{l}{d} + \zeta_1\right)\left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}}$$

oder, wenn man $d = \frac{4F}{p}$ einführt, wobei p den Umfang des Röhrenquerschnittes bezeichnet:

$$Q = 0{,}268\,\alpha F_1 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\,h}{1 + \left(\frac{1}{4} \zeta \frac{p\,l}{F} + \zeta_1\right)\left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}}.$$

Beispiel. Ein übrigens abgeschlossener Saal ABC, Fig. 742, von 6 m Höhe communicirt durch eine rectanguläre Bodenöffnung A von 0,15 m Breite und 0,10 m Höhe und durch eine senkrechte Blechröhre CD von 0,15 m Weite und 12 m Länge mit der äußeren Luft; wenn nun die mittlere Temperatur im Saale 20°, die mittlere Temperatur in der Röhre 25° und die äußere Lufttemperatur 10° ist, welches Luftquantum wird durch diesen Raum stündlich circuliren?

Es ist hier $(t_1 - t)\, h_1 + (t_2 - t)\, h_2$ statt $(t_1 - t)\, h$ zu setzen, wobei t_1 die Temperatur im Saale und h_1 die Höhe desselben, sowie t_2 die Temperatur in der Abzugsröhre und h_2 die Höhe derselben bezeichnet, so daß nun diese Größe

Fig. 742.

$$(20 - 10)\, 6 + (25 - 10)\, 12 = 240$$

folgt.

Ferner ist der Querschnitt der Einmündung

$$F = 15 \,.\, 10 = 150 \text{ qcm},$$

und der der Röhre

$$F_1 = \frac{\pi\, 15^2}{4} = 176{,}7 \text{ qcm},$$

folglich die Geschwindigkeit der eintretenden Luft

$$v = \frac{F_1}{F}\, v_1 = \frac{176{,}7}{150}\, v_1 = 1{,}178\, v_1,$$

und die Geschwindigkeitshöhe derselben

$$\frac{v^2}{2g} = (1{,}178)^2 \frac{v_1^2}{2g} = 1{,}388 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Sieht man die Oeffnung als die einer kurzen Ansatzröhre an und setzt für dieselbe den Widerstandscoefficienten $\zeta_0 = 0{,}5$, so erhält man die Druckhöhe, welche die Einführung der Luft in den Saal in Anspruch nimmt:

$$(1 + \zeta_0)\, \frac{v^2}{2g} = 1{,}5 \,.\, 1{,}388\, \frac{v_1^2}{2g} = 2{,}08\, \frac{v_1^2}{2g}.$$

Nimmt man nun noch den Reibungscoefficienten für die Bewegung der Luft in der Röhre $\zeta = 0{,}032$ an, so erhält man die zur Abführung der verdorbenen Luft nöthige Druckhöhe:

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta\, \frac{l}{d}\right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(1{,}5 + 0{,}032\, \frac{12}{0{,}15}\right) \frac{v_1^2}{2g} = 4{,}06\, \frac{v_1^2}{2g},$$

und es folgt daher die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Röhre CD aus dem Saale abgeführt wird:

$$v_1 = 0{,}268 \sqrt{\frac{240}{2{,}08 + 4{,}06}} = 1{,}675 \text{ m},$$

daher folgt die per Secunde abströmende Luftmenge:

$$Q_1 = F_1\, v_1 = 0{,}01767 \,.\, 1{,}675 = 0{,}0296 \text{ cbm},$$

also die stündliche Menge:

$$3600\, Q_1 = 106{,}5 \text{ cbm}.$$

Ein Mensch athmet stündlich $\frac{1}{2}$ Cubikmeter Luft ein, hat aber im eingeschlossenen Raume etwa 6 cbm frische Luft nöthig, und es ist daher unter den gegebenen Verhältnissen dieser Saal nur zur Aufnahme von $\frac{106{,}5}{6} = 18$ Personen geeignet.

Natürlicher Luft- und Wetterwechsel. Der natürliche Luft- oder Wetterwechsel in Gruben ist vorzüglich durch die Erdwärme bedingt. Die Schwankungen der Wärme auf der Erdoberfläche nehmen nach §. 170.

dem Innern der Erde hin mehr und mehr ab, und verschwinden in unseren Klimaten ungefähr schon bei 24 m unter der Erdoberfläche ganz. Von dieser Tiefe an nimmt die Erdwärme sehr regelmäßig mit der weiteren Tiefe zu, und zwar ungefähr für je 30 m Zunahme an Tiefe um 1° C. Die constante Temperatur bei 24 m Tiefe ist im Mittel etwa 1° größer als die mittlere Jahrestemperatur an der Erdoberfläche, und zwar im mittleren Deutschland und an mäßig hochliegenden Punkten circa $7 + 1 = 8°$. Während des Jahres schwankt aber die Temperatur auf der Erdoberfläche an den gedachten Orten zwischen — 1° und + 17°; es ist folglich die Erdwärme bei circa 300 m Tiefe gleich der höchsten mittleren Juliwärme von 17° über Tage. Hiernach folgt, daß bei Grubenbauen mit zwei Tagemündungen *A* und *D* wie Fig. 743 und Fig. 744 die Luft im Winter, wo

Fig. 743.

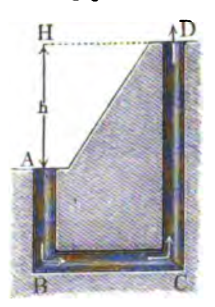
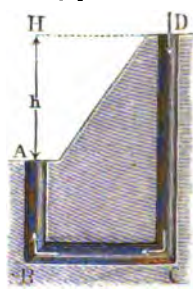


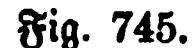
Fig. 744.

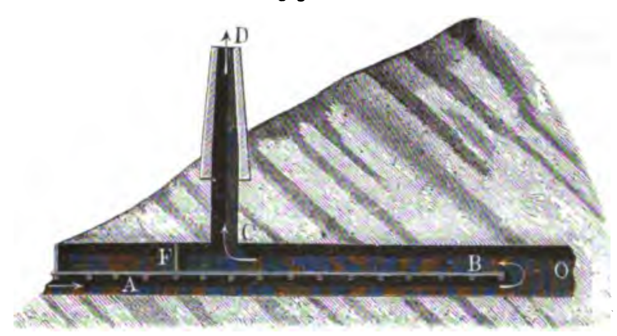


die innere Luftwärme die größere ist, an dem tieferen Punkte *A* ein- und an dem höheren Punkte *D* (Fig. 743) ausströmt, und dagegen im Sommer, wo die äußere Luftwärme die größere ist, dieselbe an dem höheren Punkte *D* (Fig. 744) ein- und am tieferen Punkte *A* ausströmt. Befinden sich dagegen beide Mündungen *A* und *D* der gedachten Grubenbaue um mindestens 24 m unter der Erdoberfläche, so werden sich die Luftsäulen *AB* und *DC* das Gleichgewicht halten, und es bedarf daher künstlicher Mittel oder besonderer Wärmeverhältnisse, um einen Wetterzug in *ABCD* nach der einen oder anderen Richtung zu erzielen. Uebrigens ist gewöhnlich die Temperatur der Wetter in Folge der Ausdünstung der Arbeiter, der Verbrennung bei der Beleuchtung und anderer Ursachen nicht selten einige Grad höher als die des Gesteins an derselben Stelle, was natürlich ebenfalls auf den Wetterzug Einfluß hat.

Um den Wetterzug in einem Grubenbaue zu unterstützen, oder nach Befinden erst zu erzeugen, ist es nicht selten nöthig, den letzteren durch Scheider oder Scheidewände in die Form einer Leitung zu bringen, oder in demselben besondere Wetterleitungen oder sogenannte Wetterlutten

anzubringen. Auf Strecken oder Stollen besteht ein solcher Scheider in einem dicht abschließenden Tragwerke, wie AB, Fig. 745, in Verbindung mit einer Wetterblende F und einem Wetterschachte CD. Im Winter ziehen dann die Wetter unter dem Tragwerke bis vor Ort O, von


Fig. 745.



da über dem Tragwerke zurück und zum Schachte CD hinaus; wogegen im Sommer dieselben bei D einfallen und den Grubenbau in der umgekehrten Richtung $DCBA$ durchziehen.

Die Art und Weise, wie man durch einen Wetterlutten oder eine Wetterröhre den Wetterwechsel einer Grube erzeugt, ist aus Fig. 746 zu ersehen. Es ist AB der Schacht, BC eine mit demselben in Verbindung stehende Strecke, und DEF der vom Orte C bis über den Schacht hinausgeführte, aus Brettern oder Zinkblech zusammengesetzte Wetterlutten. Ist, wie gewöhnlich, die Luft in den Lutten die wärmere und leichtere, so fallen die Wetter im Schachte ein, und ziehen durch den Lutten in der Richtung DEF aus. Anstatt den Lutten von der Schachtmündung aus noch weiter emporzuleiten, führt man auch wohl über dem Schachte einen besonderen Wetterthurm auf. Uebrigens ist der natürliche Wetterwechsel im Winter, wo die Wetter an den höher liegenden Punkten ausziehen, kräftiger als im Sommer.

Fig. 746.



Beispiel. Um einem Stollen AO, Fig. 745, von 300 m Länge, 3 m Höhe und 1,2 m Weite den nöthigen Wetterwechsel zu verschaffen, hat man denselben mit einem 1 m über der Stollensohle liegenden ganzen Tragwerk versehen und 30 m entfernt von dem Stollenmundloch einen Wetterthurm CD von 20 m Höhe, 1 m im Quadrat Weite angebracht; welche Wettermenge wird zu einer Zeit, wo die äußere Lufttemperatur 13 und die mittlere Temperatur der Wetter in der Grube 10° ist, den Stollen durchströmen?

Die Geschwindigkeit v_1, mit welcher die Wetter durch den Wetterthurm CD ausströmen, ist durch die Formel

$$v_1 = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, h}{\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2 + 1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l_1}{d_1}}} \text{ Meter}$$

bestimmt, und hierin zu setzen:

$$(t_1 - t)\, h = (13 - 10)\, 20 = 60,$$

ferner für die Bewegung der Wetter im Thurme, dessen Querschnitt den Umfang $p_1 = 4$ m und den Inhalt $F_1 = 1$ qm hat:

$$1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l_1}{d_1} = 1 + 0{,}50 + 0{,}04 \frac{p_1 l_1}{4 F_1} = 1{,}50 + 0{,}80 = 2{,}30.$$

Für die Bewegung der Wetter unter dem Tragwerk ist, da hier $p = 2(1 + 1{,}2) = 4{,}4$ m und $F = 1{,}2$ qm, sowie der Rauhigkeit des Gesteins u. s. w. wegen $\zeta = 0{,}05$ zu setzen ist,

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2 = \left(1{,}50 + 0{,}05 \frac{p\, l}{4 F}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2$$

$$= \left(1{,}50 + 0{,}05 \,.\, \frac{4{,}4 \,.\, 300}{4 \,.\, 1{,}2}\right)\left(\frac{1}{1{,}2}\right)^2 = 10{,}59.$$

Hierzu kommt noch für die rückgängige Bewegung der Wetter über dem Tragwerke, für welche $p = 2(2 + 1{,}2) = 6{,}4$, $F = 2{,}4$ qm, und $l = 300 - 30 = 270$ ist,

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2 = \left(1{,}50 + 0{,}05 \,.\, \frac{6{,}4 \,.\, 270}{4 \,.\, 2{,}4}\right)\left(\frac{1}{2{,}4}\right)^2 = 1{,}82,$$

so daß nun

$$v_1 = 0{,}268 \sqrt{\frac{60}{2{,}30 + 10{,}59 + 1{,}82}} = 0{,}268 \sqrt{\frac{60}{14{,}71}} = 0{,}541 \text{ m},$$

und das per Secunde durch den Stollen ziehende Luftquantum

$$Q_1 = F_1 v_1 = 0{,}541 \text{ cbm beträgt.}$$

§. 171. Künstlicher Luft- und Wetterwechsel. Wenn der natürliche Wetterwechsel eines Gebäudes oder einer Grube nicht ausreicht, so erzeugt man eine künstliche Ventilation und zwar entweder durch Erhitzung in Oefen oder durch besondere Luft- oder Wettermaschinen. Bei der Ventilation eines Gebäudes befindet sich der Ofen entweder in der Zugesse selbst oder außerhalb derselben, letzteres besonders dann, wenn die Ventilation zugleich mit der Heizung des Locales verbunden ist. Der Rauch

eines solchen Zugofens wird in beiden Fällen durch eine Blechröhre abgeführt, welche in der Mitte der Zugesse emporsteigt, und so am besten ihre Wärme an die durch die Zugesse abzuführende Luft absetzt. Eine einfache Ventilation mit Zugesse u. s. w. ist in Fig. 747 abgebildet. *F* stellt einen gewöhnlichen Zugofen vor, welcher dazu bestimmt ist, den Raum *R* zu erwärmen. Die zur Verbrennung nöthige Luft wird demselben durch die Röhre *A* zugeführt, wogegen die Verbrennungsluft durch die Röhre *EGH* aus dem Ofen und in die weitere als Zugesse dienende Röhre *BCD* abgeleitet wird. Die verdorbene Luft des Zimmers tritt bei *B* in die Zugesse *BCD* und wird während ihres Emporsteigens in derselben von der Rauchröhre *EGH* erwärmt.

Eine andere mit Luftheizung verbundene Ventilation ist in Fig. 748 abgebildet. Der Ofen *F* steht hier entfernt von der Zugesse *E*,

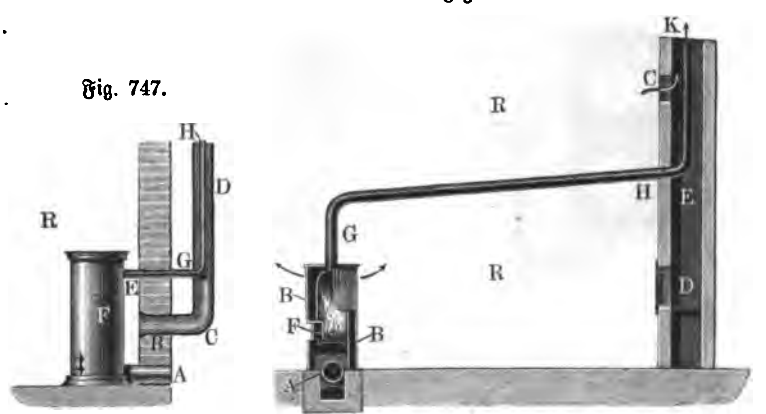


Fig. 747. Fig. 748.

und die in demselben erwärmte Luft wird durch das Rauchrohr *GHK* in diese Esse geleitet. Ferner ist der Ofen von einem weiten Mantel aus Blech oder Ziegeln umgeben, so daß ein Raum *BB* entsteht, in welchem die durch das Rohr *A* zugeführte frische Luft erwärmt wird. Die so erwärmte Luft tritt durch die am Haupt des Mantels angebrachten Seitenöffnungen in den Saal, und von da durch eine Oeffnung *C* in die durch die Rauchröhre *GHK* erwärmte Zugesse *E*. Statt der Luftheizung in *BB* läßt sich natürlich auch eine Dampf- oder eine Wasserheizung anbringen. Fig. 749 (a. f. S.) führt die Einrichtung einer Zimmerheizung durch Wasser oder Wasserdampf vor Augen. Die das warme Wasser oder den Wasserdampf enthaltenden Transmissionsröhren *P* und *Q* sind von Blechmänteln umgeben, und diese wieder in einem Holzkasten *FGD* eingeschlossen. Die

durch das Rohr *ABC* von außen her zugeführte Luft durchströmt die Canäle zwischen den Transmissionsröhren und ihren Mänteln, nimmt hierbei die erforderliche Wärme in sich auf, und gelangt endlich durch die Röhre *E* in den zu heizenden Raum *R*.

Bei der Heizung größerer Räume befindet sich die ganze Feuerungsanlage *ABF*, Fig. 748, in einem unterirdischen Raume, und ist auch die Rauchröhre *GHK* unter dem Fußboden fortgeführt. Wenn im Sommer die Heizung des Raumes *RR* ausgesetzt wird, so kann man die nöthige Ventilation durch ein auf dem Roste *D* in der Lüftungsesse *E* zu unterhaltendes Feuer bewirken.

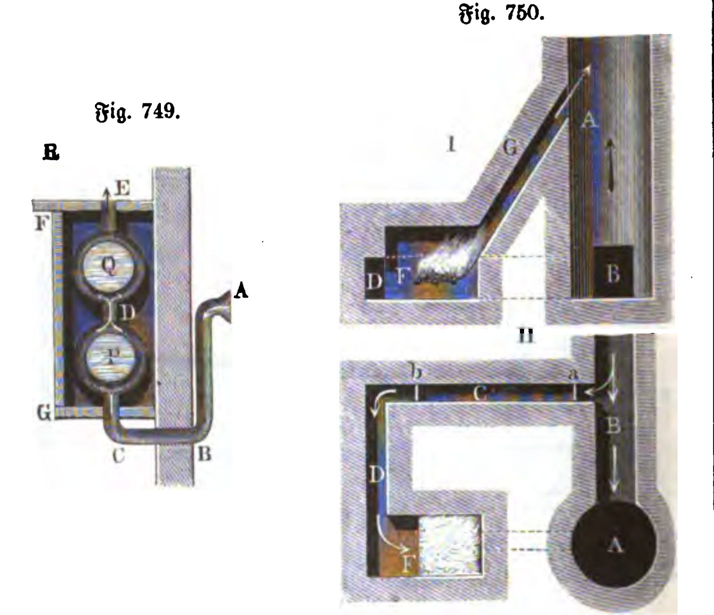


Fig. 749. Fig. 750.

Die Wetteröfen, welche zur Erzielung des nöthigen Wetterzuges in einer Grube dienen, bestehen gewöhnlich nur in einer vom Wetterschachte aus getriebenen kurzen Strecke mit einem Feuerroste. Um die Wärme, welche durch das auf dem Roste brennende Feuer erzeugt wird, so viel wie möglich auszunutzen, muß man einen solchen Wetterofen so tief wie möglich anlegen. Auch ist derselbe auszumauern, wenn das Gestein nicht fest und dicht ist. Ein solcher Wetterofen ist in Fig. 750, I und II, im senkrechten und im horizontalen Durchschnitte dargestellt. Von der Hauptstrecke *B*, welche mit dem Wetterschachte *A* in Verbindung steht, geht die engere Seitenstrecke *CD* ab, welche zu dem Brennherde *F* führt, und von

dem letzteren steigt der flache Schacht oder die schwebende Strecke G nach dem Wetterschachte A empor. Die durch die Hauptstrecke zugeführte Luft strömt größtentheils unmittelbar in den Wetterschacht, und wird daher erst durch die Luft erwärmt, welche die Seitenstrecke zum Brennherde führt, und welche mittelst der schwebenden Strecke in den Wetterschacht gelangt. Die Blenden oder Wetterthüren a und b in der Seitenstrecke sind mit Löchern versehen, durch welche das nach dem Ofen zu leitende Luftquantum regulirt werden kann. Um Explosionen zu verhindern, ist es nöthig, die mit Kohlenwasserstoffgas angeschwängerten schlagenden Wetter von dem Zutritt nach dem Feuerraum abzuhalten, und denselben mindestens 15 m entfernt von der Einmündung des Rauchcanales G in die Esse anzulegen.

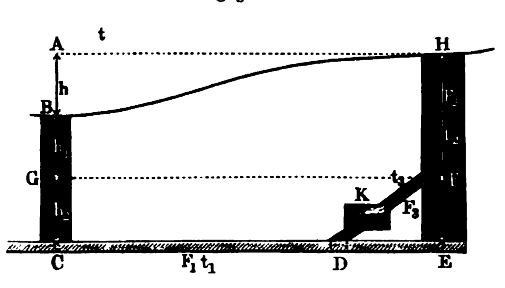
Aus demselben Grunde bringt man auch den Wetterofen A, Fig. 751, nahe über oder unter der Erdoberfläche an, und setzt einen sogenannten Wetterthurm C auf den Wetterschacht B auf.

Theorie des künstlichen Wetterwechsels. Die Bewegungsverhältnisse bei der Ventilation eines Grubenbaues $BCEH$, Fig. 752, durch einen Wetterofen K und Wetterschacht EH lassen sich durch §. 172.

Fig. 751.



Fig. 752.



folgende aus der Grundformel in §. 169 hervorgehenden Specialformeln ausdrücken. Es sei der Niveauabstand zwischen den beiden Schachtmündungen B und H, $AB = h$, sowie die senkrechte Tiefe der Ausmündung F des Rauchcanals KF unter der Schachtmündung B, $BG = h_1$, und die senkrechte Höhe des Rauchcanales $EF = CG = h_2$; setzt man ferner die äußere Lufttemperatur $= t$, die mittlere Grubentemperatur in $BCDEF$ $= t_1$, die Temperatur im oberen Theile FH des Wetterschachtes $= t_2$ und die mittlere Temperatur im Rauchcanale des Wetterofens $= t_3$, bezeichnet man noch den mittleren Querschnitt des Grubenbaues CDE durch F_1, den Querschnitt des Wetterschachtes durch F_2 und den des Rauchcanales durch F_3, und endlich den Widerstandscoefficienten für die Bewegung der Luft im

Grubenbau CDE durch $\varkappa$ sowie den für die Bewegung der Luft im Wetterofen sammt Rauchcanal durch $\varkappa_1$ an, so erhält man für die Geschwindigkeit der bei H ausströmenden Wetter:

$$1.\quad v_2 = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_2 - t)\, h + (t_2 - t_1)\, h_1}{1 + \varkappa \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

und folglich das ausströmende Luftquantum per Secunde

$$2.\quad Q_2 = F_2 v_2.$$

Ferner ist die Geschwindigkeit der Wetter im Grubenbau

$$3.\quad v_1 = \frac{F_2 v_2}{F_1},$$

sowie die Geschwindigkeit der bei F aus dem Wetterofen in den Wetterschacht strömenden heißen Luft annähernd:

$$4.\quad v_3 = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_3 - t_1)\, h_2}{1 + \varkappa_1}}.$$

Da die Wärmemenge, welche aus der Verbrennung im Wetterofen hervorgeht, gleich ist der Wärmemenge, welche die Wetter im Wetterschachte in sich aufnehmen, so ist noch

$$F_1 v_1 (t_2 - t_1) = F_3 v_3 (t_3 - t_1),$$

und daher auch

$$5.\quad v_3 = \frac{F_1 v_1 (t_2 - t_1)}{F_3 (t_3 - t_1)}.$$

Wenn man die Werthe für v_3 aus (4) und (5) einander gleich setzt, so erhält man eine Gleichung zur Bestimmung der Temperatur t_3 im Wetterofen, woraus sich dann erst mittelst (4) oder (5) die Geschwindigkeit v_3 und das durch den Wetterofen ziehende Luftquantum

$$Q_3 = F_3 v_3$$

berechnen läßt.

Endlich ist auch noch der zur Unterhaltung des Feuers im Wetterofen nöthige Brennmaterialaufwand zu ermitteln. Bezeichnet γ das specifische Gewicht der Luft und w die Wärmemenge, welche aus der Verbrennung von 1 kg Brennstoff hervorgeht (s. Thl. II), so hat man, da sich die specifische Wärme der Luft gleich ein Viertel setzen läßt, den gesuchten Brennstoffaufwand

$$K = \frac{Q_3 \gamma (t_3 - t_1)}{4\, w} = \frac{Q_2 \gamma (t_2 - t_1)}{4\, w} \text{ Kilogramm.}$$

Nach Band I ist, wenn auch nur annähernd,

$$\gamma = \frac{1,702\, b}{1 + 0,00367\, t},$$

wobei b den Barometerstand in Metern ausdrückt, also für $b = 0,760$ m und $t = 0^0$, $\gamma = 1,2935$ kg.

Führt man den Werth für v_2 aus (1) und für Q_2 aus (2) in die Gleichung für K ein, so erhält man

$$K = 0,268\, \frac{F_2 \gamma (t_2 - t_1)}{4\, w} \sqrt{\frac{(t_2 - t)\, h + (t_2 - t_1)\, h_1}{1 + \varkappa \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

und hieraus läßt sich folgern, daß es ökonomisch vortheilhafter ist, den Wetterzug durch Tieferlegen des Wetterofens als durch stärkere Erwärmung zu verstärken.

Beispiel. Es liege die Mündung H des Wetterschachtes, Fig. 752, um $h = 80$ m über der Mündung B des Schachtes, durch welche die Wetter einziehen, ferner liege die Ausmündung der Esse des Wetterofens um $h_1 = 200$ m unter B und es sei die senkrechte Höhe EF der Esse oder des Rauchcanales DF $h_2 = 20$; ferner sei die Temperatur der äußeren Luft $t = 15^0$, die mittlere Temperatur der Grubenluft $t_1 = 12^0$ und diejenige im oberen Theile des Wetterschachtes $t_2 = 20^0$. Der Grubenbau habe einen mittleren Querschnitt $F_1 = 3 . 1,5 = 4,5$ qm, und einen Umfang $p_1 = 2\,(3 + 1,5) = 9$ m, seine ganze Länge sei $l_1 = 3000$ m; wogegen die Seitenstrecke für den Wetterofen einen mittleren Querschnitt $F_3 = 1 . 1,5 = 1,5$ qm, einen Umfang $p_3 = 2\,(1 + 1,5) = 5$ m und eine Länge $l_3 = 100$ m habe. Endlich sei der Querschnitt des Wetterschachtes $F_2 = 2 . 3 = 6$ qm; man soll das Luftquantum Q_2, welches in der Secunde durch den Wetterschacht ausströmt, sowie den erforderlichen Brennstoffaufwand bestimmen. Es ist

$$(t_2 - t)\, h + (t_2 - t_1)\, h_1 = (20 - 15)\, 80 + (20 - 12)\, 200 = 2000,$$

ferner

$$\varkappa \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 = \zeta\, \frac{p_1 l_1}{4 F_1} \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 = 0,05\, \frac{9 . 3000}{4 . 4,5} \left(\frac{6}{4,5}\right)^2 = 133,3,$$

daher die Geschwindigkeit der aus dem Wetterschachte ausziehenden Wetter:

$$v_2 = 0,268 \sqrt{\frac{2000}{1 + 133,3}} = 1,034 \text{ m},$$

und das pro Secunde ausziehende Luftquantum:

$$Q_2 = F_2 . v_2 = 6 . 1,034 = 6,204 \text{ cbm}.$$

Ferner ist die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Wetter die Grubenbaue durchziehen:

$$v_1 = \frac{Q_2}{F_1} = \frac{6,204}{4,5} = 1,379 \text{ m}.$$

Für die Geschwindigkeit der Erwärmungsluft ist

$$v_3 = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_3 - t_1)\, h_2}{1 + x_1}} = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_3 - 12)\; 20}{1 + 0{,}05\, \frac{p_3\, l_3}{4\, F_3}}}$$

$$= 0{,}268 \sqrt{\frac{20\,(t_3 - 12)}{1 + 0{,}05\, \frac{5.100}{4\,.\,1{,}5}}} = 0{,}527\, \sqrt{t_3 - 12},$$

sowie auch

$$v_3 = \frac{F_1\, v_1\, (t_2 - t_1)}{F_3\, (t_3 - t_1)} = \frac{6{,}204\,.\,8}{1{,}5\,(t_3 - 12)} = \frac{33{,}08}{t_3 - 12}.$$

Daher folgt aus diesen beiden Ausdrücken für v_3:

$$(t_3 - 12)\, \sqrt{t_3 - 12} = \frac{33{,}08}{0{,}527} = 62{,}77:$$

$$(t_3 - 12)^{3/2} = 62{,}77, \text{ also}$$

$$t_3 = 12 + \sqrt[3]{62{,}77^2} = 12 + 15{,}8 = 27{,}8^0.$$

Ferner folgt die Geschwindigkeit der erhitzten Wetter im Wetterofen:

$$v_3 = \frac{33{,}08}{t_3 - 12} = \frac{33{,}08}{27{,}8 - 12} = 2{,}09 \text{ m},$$

und daher das durch den Wetterofen erhitzte Luftquantum pro Secunde:

$$Q_3 = F_3\, v_3 = 1{,}5\,.\,2{,}09 = 3{,}135 \text{ cbm}.$$

Wenn das Kilogramm Steinkohle bei der Verbrennung im Wetterofen etwa 5000 Calorien nutzbare Wärme ergiebt, so folgt der stündliche Kohlenverbrauch zu

$$3600\, K = 3600\, \frac{3{,}135\,.\,1{,}2935\,.\,15{,}8}{4\,.\,5000} = 11{,}5 \text{ kg}.$$

Anmerkung. Da nach Thl. II die Ausströmungsgeschwindigkeit der Luft durch die Formel

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t_1 - t)}{1 + \delta\, t}\, 2 g h}$$

bestimmt wird, so wäre auch hier genauer statt

$$v_2 = \sqrt{\frac{(t_2 - t)\, h + (t_2 - t_1)\, h_1}{1 + x\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}\, 2\, \delta\, g} = 0{,}268 \sqrt{\frac{(t_2 - t)\, h + (t_2 - t_1)\, h_1}{1 + x\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

$$v_2 = 0{,}268 \sqrt{\frac{\frac{(t_2 - t)\, h}{1 + \delta\, t} + \frac{(t_2 - t_1)\, h_1}{1 + \delta\, t_1}}{1 + x\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}}$$

zu setzen, wo $\delta = 0{,}00367$ ist.

Auch hätte man hiernach das Ausflußquantum reducirt auf die äußere Temperatur:

$$Q = \frac{1 + \delta\, t}{1 + \delta\, t_2}\, Q_2 = \frac{1 + \delta\, t}{1 + \delta\, t_2}\, F_2\, v_2$$

zu setzen, sowie überhaupt auf die Abhängigkeit der Dichtigkeit der Luft von der Temperatur mit Rücksicht zu nehmen, z. B. statt

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 \text{ zu setzen:}$$

$$\frac{F_1 v_1}{1 + \delta t_1} = \frac{F_2 v_2}{1 + \delta t_2},$$

sowie statt

$$F_2 v_2 (t_2 - t_1) = F_3 v_3 (t_3 - t_1)$$

den Ausdruck

$$\frac{F_2 v_2 (t_2 - t_1)}{1 + \delta t_2} = \frac{F_3 v_3 (t_3 - t_1)}{1 + \delta t_3}$$

in Anwendung zu bringen. Da aber bei den gewöhnlichen Werthen für t, t_1, t_2 und t_3 diese Correctionen nur unbedeutend ausfallen, so sind dieselben im Obigen unberücksichtigt geblieben. Für $t = 15^0$ und $t_1 = 12^0$ wäre z. B.

$1 + \delta t = 1 + 0{,}00367 . 15 = 1{,}055$ und $1 + \delta t_1 = 1 + 0{,}00367 . 12 = 1{,}044$,

und daher im letzten Beispiele die Ausströmungsgeschwindigkeit der Wetter statt $v_2 = 1{,}034$ m

$$v_2 = 0{,}268 \sqrt{\frac{\frac{400}{1{,}055} + \frac{1600}{1{,}044}}{1 + 133{,}3}} = 1{,}011 \text{ m},$$

sowie das ausströmende Luftquantum auf die äußere Temperatur reducirt:

$$Q = \frac{1{,}055}{1{,}0734} . 6 . 1{,}011 = 5{,}96 \text{ cbm}$$

zu setzen.

Kolbengebläse. Die wesentliche Einrichtung und Wirkungsweise der Kolbengebläse ist bei allen Arten dieser Maschinen eine und dieselbe. Ein an der einen Seite durch einen beweglichen Kolben von der äußeren Luft abgeschlossener Raum ist mit zwei Ventilen versehen, wovon das eine nach innen und das andere nach außen beweglich ist; dieser Raum füllt sich beim Ausschieben des Kolbens mit Luft, welche die Atmosphäre durch das erste Ventil zupreßt, und es wird die so angesaugte Luft beim darauf erfolgenden Rückgange des Kolbens durch das zweite Ventil in eine nach dem Punkte des Bedarfs führende Röhre gedrückt. Erfolgt das Einsaugen und Ausblasen der Luft nur auf der einen Seite des Kolbens, so hat man es mit einem einfachwirkenden Kolbengebläse zu thun, wird aber auf beiden Seiten des Kolbens Luft eingesaugt und ausgeblasen, so ist das Kolbengebläse ein doppeltwirkendes. §. 173.

Bei den sogenannten Kasten- und Cylindergebläsen, Fig. 753 (a. f. S.), bewegt sich der Kolben AB in einem Kasten oder Cylinder $CDEF$ und ist an seinem Umfange zur Herstellung eines luftdichten Abschlusses mit einem elastischen Liderungsringe versehen; bei den ledernen Kastenbalgen,

Fig. 754, ist dagegen der Kolben AB durch einen in Falten gelegten Ledermantel $ABCD$ mit dem Boden CD, worin der Ventilkasten mit den Ven-

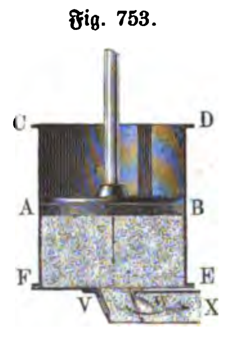


Fig. 753.

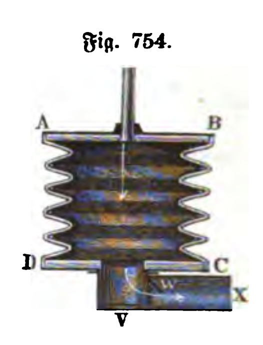


Fig. 754.

tilen V und W einmündet, verbunden. Es erfolgt hier die abwechselnde Vergrößerung und Verkleinerung des abgeschlossenen Raumes durch Auseinanderziehen und Zusammenlegen der Falten des Mantels, und fällt also die Liderung ganz weg.

Bei dem Harzer Wettersatz und dem Baader'schen Gebläse, Fig. 755, ist der Kolben AB mit dem bodenlosen Kasten $ABCD$ fest verbunden, und es wird der luftdichte Abschluß durch Wasser bewirkt, welches den Kasten von unten umgiebt. Um das Wasser von den Ventilen V und W entfernt zu halten, führt man die Luft mittelst Röhren UV und WX zu und ab.

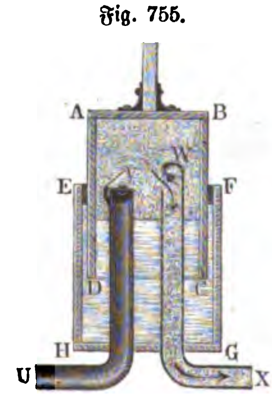


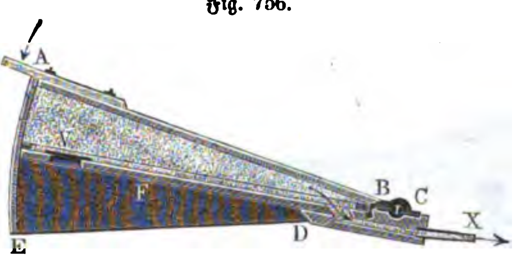
Fig. 755.

Anstatt den Kolben in gerader Linie hin- und her- oder auf- und niederzubewegen, kann man demselben auch eine absetzende Kreisbewegung geben. Dadurch geht das gewöhnliche Kastengebläse in einen sogenannten hölzernen Spitzbalgen, der lederne Kastenbalgen in einen ledernen Spitzbalgen und der Harzer Wettersatz in ein Tonnengebläse über.

Der hölzerne Balgen $ABDE$, Fig. 756, besteht aus einem Kasten mit trapezoidalem Querschnitte und aus einem gleich geformten Kolben. In der Regel ist der Kolben F fest, und es dreht sich der Kasten um eine auf dem Kolben gelagerte horizontale Axe C; bei dem sogenannten Widholmgebläse in Fig. 757 ist dagegen, wie bei anderen Gebläsen, der Kasten fest, und es dreht sich der Kolben F um eine mit dem Kasten fest ver-

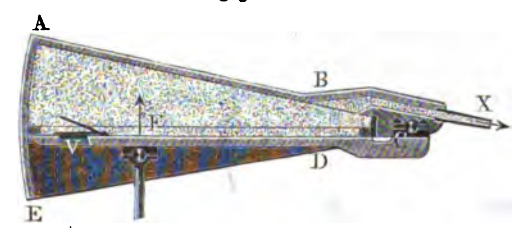
bundene horizontale Axe *C*. Bei beiden ist *V* das Saugventil und *X* die eiserne **Düse**, welche den Wind in den Feuer- oder Schmelzraum führt.

Fig. 756.



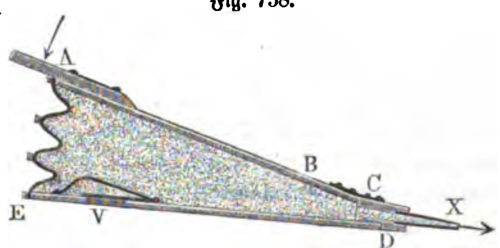
Der **lederne Spitzbalgen** *ABCD*, Fig. 758, hat ebenfalls einen trapezoidalen, um eine horizontale Axe *C* drehbaren Kolben und umschließt

Fig. 757.



mit seinem in Falten gelegten Ledermantel einen im Ganzen obelisken-förmigen Raum. Das Einsaugen der Luft erfolgt bei den Spitzbalgen stets

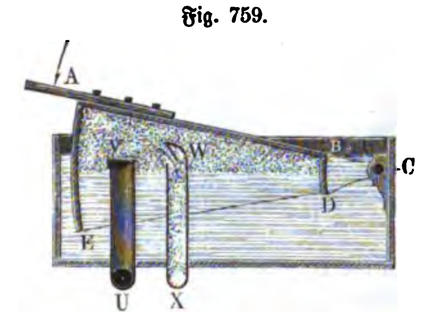
Fig. 758.



durch Ventile *V* im Boden oder Kolben des Gebläses, wogegen das Ausblasen durch die an dem fest liegenden Kopf *CD* desselben angesteckte Düse *X* vor sich geht. Man giebt diesen Gebläsen nur deshalb eine nach dem Balgenkopfe zu allmälig abnehmende Breite, um eine kürzere Drehungsaxe, ein leichteres luftdichtes Abschließen und einen kleineren schädlichen Raum zu erhalten, welcher letztere bei allen ledernen Balgen verhältnißmäßig groß ausfällt.

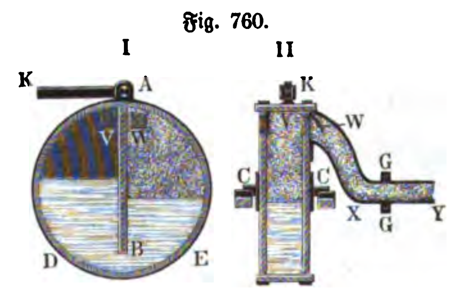
Wie die Schwingungsbewegung auch bei dem Wettersatz in Anwendung zu bringen ist, führt die Abbildung in Fig. 759 vor Augen; der obeliskenförmige, um die Axe *C* schwingende Behälter *ABDE* ist auch hier von unten durch Wasser abgeschlossen, saugt bei seinem Aufgange die Luft durch das Rohr *UV* an, und bläst dieselbe bei seinem Niedergange durch das Rohr *WX* fort. Wenn man zwei schwingende Gefäße zu einem Ganzen verbindet, oder ein solches Gefäß durch eine Scheidewand in zwei Abtheilungen bringt, und das absperrende Wasser im Gefäße einschließt, so erhält man ein doppeltwirkendes Gebläse mit Wasserliderung, welches unter dem Namen „Tonnengebläse" bekannt ist. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Gebläses ist aus den Abbildungen in Fig. 760, I und II, zu ersehen.

Fig. 759.



Das Faß *ADE* ist durch die Zunge *AB* in zwei Abtheilungen getheilt und zur Hälfte mit Wasser angefüllt; zu beiden Seiten der Zunge, und zwar da, wo dieselbe an dem Mantel festsitzt, sind zwei Paar Ventile angebracht, wovon sich das eine nach innen und das andere nach außen öffnet. Die Mündungen der letzteren stehen mit dem Knierohre *WX* in Verbindung, welches sich mittelst eines Gewindes *GG* an die Fortleitungsröhre *Y* anschließt. Wird nun dieses Faß durch einen Kurbelmechanismus um die Axe *CC* in eine schwingende Bewegung gesetzt, so saugt es bei jedem Ausschlage in der einen Abtheilung Luft durch das Saugventil *V* ein und drückt aus der anderen Abtheilung die vorher eingesaugte Luft durch das Ventil *W* in die Windleitung.

Fig. 760.



§. 174. **Windregulatoren.** Da sich die Ventile eines Gebläses nur in Folge eines Ueberdruckes der Luft auf der einen Seite derselben und folglich nicht eher eröffnen, als bis der Gebläsekolben schon einen Theil seines Weges zurückgelegt hat, so giebt selbst ein doppeltwirkendes Kolbengebläse nicht den

für einen Schmelzproceß nöthigen stetigen Luftstrom. Um denselben zu erhalten, ist es nöthig, mehrere einfache Kolbengebläse in Anwendung zu bringen, welche den Wind in ein gemeinschaftliches Reservoir drücken, aus dem derselbe durch ein einziges Rohr abgeführt wird. Dieses Reservoir, der sogenannte **Windregulator**, hat entweder ein **veränderliches** oder ein **unveränderliches Volumen**. Im zweiten Falle besteht er meist aus einem großen kugel- oder cylinderförmigen Behälter, dessen Inhalt gegen 50 mal so groß ist, als die per Secunde gelieferte Windmenge; jedoch hat man dazu auch unterirdische, von festem Gestein oder von Mauern umgebene Räume benutzt. Auf der Hütte L'Horme im Ardèche-Departement befindet sich z. B. ein in Form eines liegenden Halbcylinders von $2^1/_2$ m Durchmesser aufgemauerter und mit einer dicken Cementschicht umgebener Windregulator (s. Bulletin de la Soc. de l'Industr. min. I).

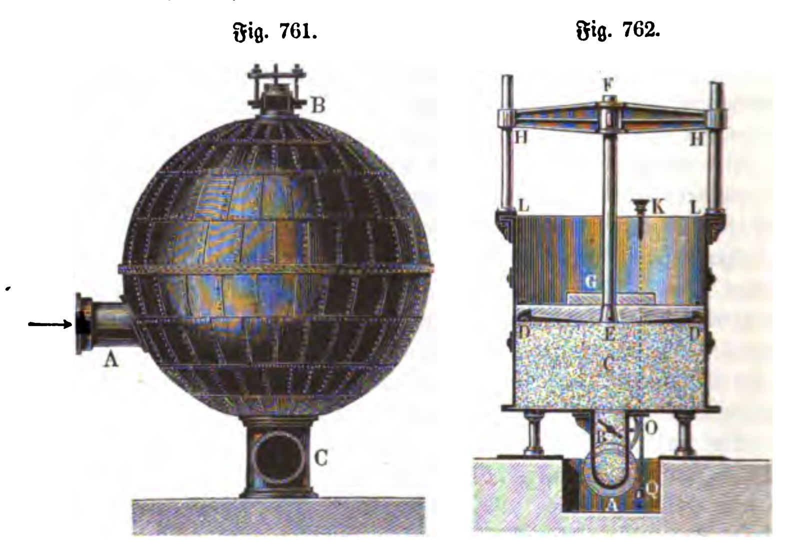
Bei veränderlichem Volumen ist der Regulator entweder von oben durch einen **belasteten Kolben**, oder von unten durch **Wasser** abgesperrt. Der **Kolbenregulator** hat im Wesentlichen die Einrichtung eines einfachen Kolbengebläses ohne Ventile; er ist, wie dieses, entweder durch einen elastischen Ring gelidert, oder hat statt der Liderung einen elastischen Ledermantel, oder es wird der luftdichte Abschluß desselben durch eine stehende Wassersäule bewirkt. Bei dem eigentlichen **Wasserregulator** findet zwar diese Absperrung durch Wasser ebenfalls statt, aber es ist hier der bewegliche Kolben oder Kasten durch einen feststehenden Behälter ersetzt.

Ein **ballonförmiger Windregulator** ABC mit unveränderlichem Fassungsraume ist in Fig. 761 (a. f. S.) abgebildet. Derselbe ist aus Blechtafeln von 5 mm Dicke zusammengenietet, und hat einen Durchmesser von 7 bis 8 m. Er ruht auf einem hohlen gußeisernen Sockel C, in welchen die etwa 1,2 m weite, ebenfalls aus Eisenblech zusammengesetzte Windleitung einmündet, welche den Wind nach sechs Hohöfen (in Decazeville) führt. Zwei Gebläse schicken den Wind mittelst zweier gußeiserner Röhren wie A, von je 0,9 m Weite, in den Regulator. Um einen übermäßigen Druck zu verhindern, ist an der höchsten Stelle des Regulators noch ein Sicherheitsventil B von 0,33 m Durchmesser angebracht, welches durch runde Eisenplatten direct belastet wird.

Die Einrichtung eines **Kolbenregulators** (Trockenregulators) führt der verticale Durchschnitt C in Fig. 762 (a. f. S.) vor Augen. Derselbe steht durch das Rohr AB mit der Windleitung A in Verbindung, und wird durch einen geliderten Kolben DD abgeschlossen, welcher durch Eisenplatten wie G belastet, und dessen Kolbenstange EF mit einem Querhaupte HH versehen ist, welches die Leitungsstangen HL umgreift. Um bei starkem Zuströmen das Herauswerfen des Kolbens aus dem Cylinder zu verhindern, schließt man das Drosselventil B im Communicationsrohre AB mittelst

eines (in der Figur größtentheils verdeckten) Sectors O und einer durch ein kleines Gewicht Q gespannten Kette OK an einen Hebel an, welcher mittelst eines Stiftes K von oben in den Cylinderraum hineingreift. Wenn sich der Kolben dem oberen Rande des Cylinders nähert, so stößt er an den Stift K und hebt denselben empor, womit nun auch ein Aufziehen der Kette KO sowie ein Zudrehen der Drehklappe B und folglich auch eine Verminderung der Pressung in C verbunden ist. Denselben Zweck erreicht man aber auch durch ein Sicherheitsventil, welches den Wind bei über-

Fig. 761. Fig. 762.



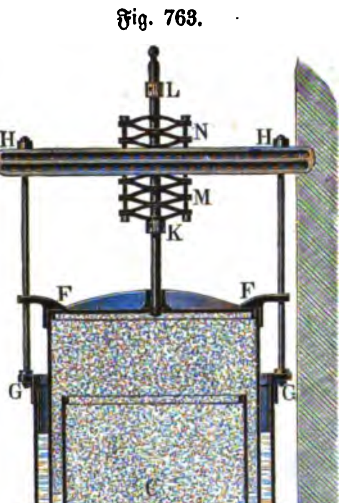
mäßiger Anhäufung in C in die freie Luft entläßt. Ein solcher Trockenregulator mit schwebendem Kolben erhält mindestens doppelt so viel Fassungsraum als der Gebläsecylinder, aus welchem der Wind herbeiströmt. Auf der Eisenhütte zu Creusot in Frankreich werden vier Hohöfen durch ein Gebläse von 100 Pferdekräften mit Wind versorgt, dessen Pressung durch zwei Trockenregulatoren, ähnlich wie Fig. 762, von je 2,72 m Durchmesser und 2,83 m Hub, regulirt wird.

Der beweglichste und deshalb auch der vollkommenste Windregulator ist der Kolbenregulator mit Wasserabsperrung oder mit schwimmender Glocke. Die Construction desselben ist aus dem verticalen Durchschnitte in Fig. 763 zu ersehen. Der Behälter C communicirt durch die ein Drosselventil enthaltende Röhre B mit der Windleitung A und steht in einem weiteren Behälter DD; ein drittes Reservoir, die Glocke EF, steht umgekehrt in dem mit Wasser angefüllten Raume zwischen den ersten Be-

hältern und ist mittelst der Ohren FF an einer Stangenleitung GH in verticaler Richtung beweglich.

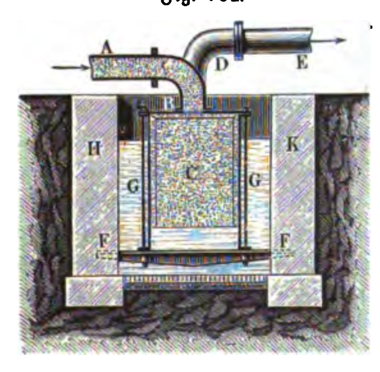
In Folge der Windpressung in dem abgesperrten Raume EF steigt die Glocke bis zu einer gewissen Höhe empor und hält durch ihr Gewicht dem Ueberdrucke des eingeschlossenen Windes über den der Atmosphäre das Gleichgewicht. Damit aber die Glocke weder zu hoch steige, noch zu tief herabsinke und nach Befinden auf dem Boden von DD aufstoße, wird deren Spiel durch die Federn M und N begrenzt, welche auf dem Balken HH befestigt sind, und gegen welche die eine oder die andere der auf der Kolben- oder Glockenstange befestigten Knaggen K und L stößt. Gleichzeitig kann man die Kolbenstange mit Hülfe eines Schaltapparates auf die Schütze des Wasserrades oder das Dampfeinlaßventil der Dampfmaschine wirken lassen, um eine selbstthätige Regulirung des Ganges der Gebläsemaschine zu erzielen. Man macht den Fassungsraum eines solchen Windregulators nur $1\frac{1}{2}$ mal so groß als den des Gebläsecylinderraumes.

Fig. 763.



Der einfache **Wasserregulator** in Fig. 764 besteht aus einem umgekehrten, aus Eisenblech oder gußeisernen Platten zusammengesetzten Kasten C, welcher das Innere eines ausgemauerten Bassins $HKFF$ einnimmt, von gußeisernen Querbalken getragen und unten von dem Wasser, welches das Bassin größtentheils ausfüllt, abgesperrt wird. Diesem Kasten wird der Wind durch das Rohr AB zugeführt, wogegen das daneben einmündende Rohr DE den Wind nach dem Punkte des Bedarfs führt.

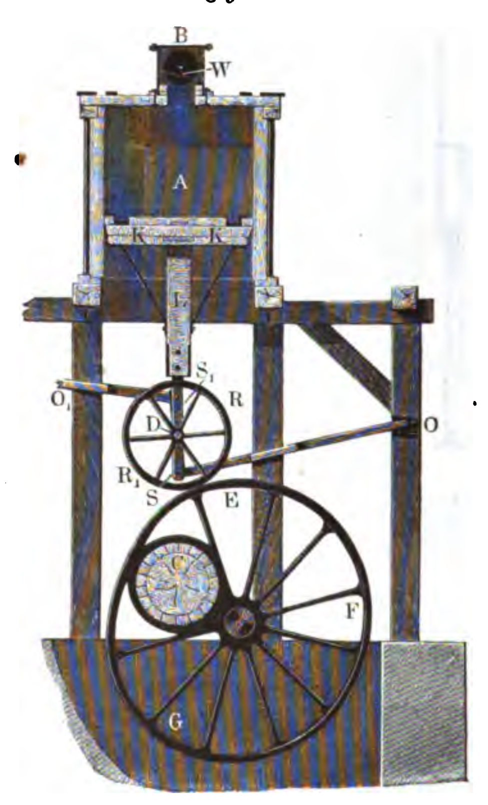
Fig. 764.



Auch ist zwischen beiden Röhren ein in der Abbildung nicht sichtbares Sicherheitsventil angebracht. Man macht den Fassungsraum dieser Regulatoren vier bis fünf Mal so groß als den des Gebläsecylinders.

§. 175. **Kastengebläse.** Die Kastengebläse haben in der Regel einen quadratischen Querschnitt und daher auch einen quadratischen Kolben. Man läßt dieselben meist nur einfach wirken, und hat nun entweder sogenannte stehende oder hängende Kastengebläse, je nachdem die Oeffnung des Gebläsekastens nach oben oder nach unten gerichtet ist. Da die Kastengebläse von den in der Regel doppeltwirkenden Cylindergebläsen größtentheils verdrängt worden sind, so möge hier nur der in ihrer Art vorzüglichen Kastengebläse von Gerstner gedacht werden. Diese Gebläse gehören zu den hängenden Kastengebläsen, bei denen der Kolben von unten in den Kasten tritt, wo die Saugventile in dem Kolben selbst sitzen, und der durch den Aufgang des Kolbens erzeugte Wind durch eine Oeffnung im Deckel in die Windleitung tritt. In Fig. 765 ist der verticale Durchschnitt eines solchen Kastengebläses abgebildet.

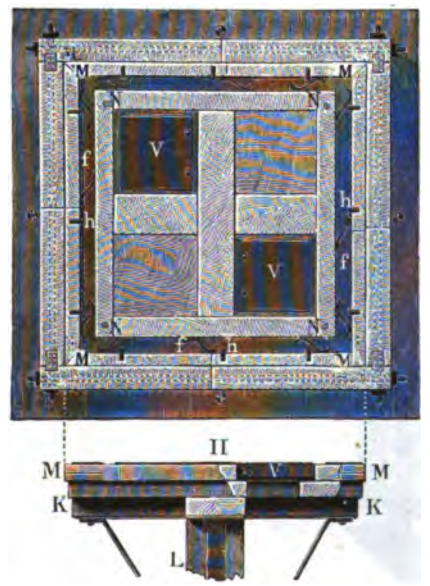
Fig. 765.



Es ist *A* der aus starken Holzbohlen zusammengesetzte, durch Schraubenbolzen zusammengehaltene und inwendig glatt abgehobelte oder mit einem glatt abgehobelten Futter von Espen-, Linden- oder Erlenholz bekleidete Gebläsekasten; ferner *KK* der mit zwei (hier nicht sichtbaren) Saugventilen versehene Gebläsekolben, und *W* das in der Windleitung *B*

befindliche Druckventil. Das Ende D der Kolbenstange LD ist mit einem Frictionsrade RR_1 und mit einem Gelenke SS_1 versehen, welches die um OO_1 drehbaren Gegenlenker SO, S_1O_1 mit einander verbindet. Das auf der umlaufenden Welle C sitzende Excentrik oder die Herzscheibe EFG hebt bei jeder Umdrehung den Kolben mittelst des Frictionsrades u. s. w. ein Mal empor und läßt denselben allmälig auch wieder nieder, so daß er folglich hierbei ein vollständiges Spiel macht. Um auch ohne Regulator einen möglichst gleichmäßigen Windstrom zu erhalten, verbindet man drei solche Gebläse durch eine gemeinschaftliche Windleitung und giebt den excentrischen Scheiben eine solche Form und Stellung, daß die Summe der aufwärtsgehenden Kolbenwege von allen drei Gebläsen in gleichen Zeiten stets dieselbe ist. Da jedoch die Luft im Anfange des Kolbenaufganges nur zusammengedrückt wird, und erst nach Zurücklegung eines gewissen Kolbenweges das Druckventil aufstößt und in die Leitung übergeht, so giebt dieses Gebläse bei der angegebenen Anordnung noch immer keinen constanten Windstrom (s. v. Gerstner's Mechanik, Bd. III). Da die Bewegung der Gebläsekolben mittelst Krummzapfen jedoch einfacher und mechanisch vollkommener ist, so muß man einer Gebläsemaschine mit vier einfachen Gebläsekasten und einfacher Krummzapfenbewegung den Vorzug geben.

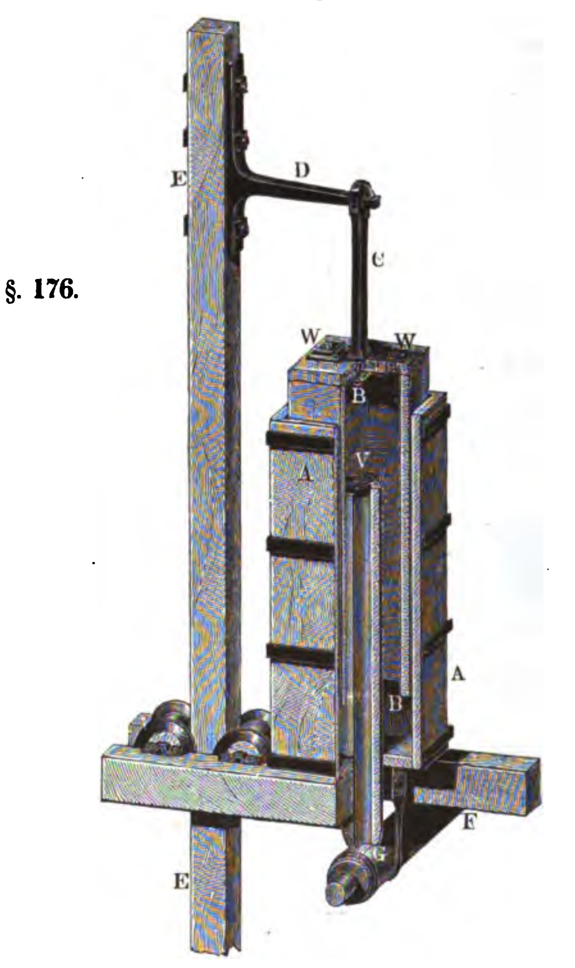
Fig. 766.



Was die Liderung eines solchen Kastengebläses anlangt, so besteht dieselbe in einem aus 65 mm hohen und 50 mm breiten glatt abgehobelten Holzleisten zusammengesetzten Vierecke, welches durch Federn gegen die Kastenwände angedrückt wird. Dieses auf dem Kolben KK, Fig. 766, ruhende Viereck kommt in den viereckigen Raum zu liegen, welcher zwischen den Kastenwänden MM und einem auf dem Kolben K befestigten Holzrahmen NN verbleibt. Uebrigens sind die Leisten an den Enden lose über einander geblattet und werden durch die Haken h, h ... locker auf die Kolbenfläche auf-

gedrückt. Die Federn f, f ... liegen in dem Raume zwischen MM ... und NN ... und sind, wie die Haken, auf KK aufgenagelt. Zur Verminderung der Reibung werden die inneren Flächen des Gebläsekastens mit Seife oder Fett eingeschmiert, oder besser mit in kochendes Leimwasser eingerührtem Graphit überstrichen. Zum Einsaugen der Luft dienen zwei quadratische Ventilöffnungen V, V im Kolben, welche inwendig mit einem Saum von Hammelfell bekleidet und durch Ventile aus Holz oder Eisenblech bedeckt werden.

Fig. 767.

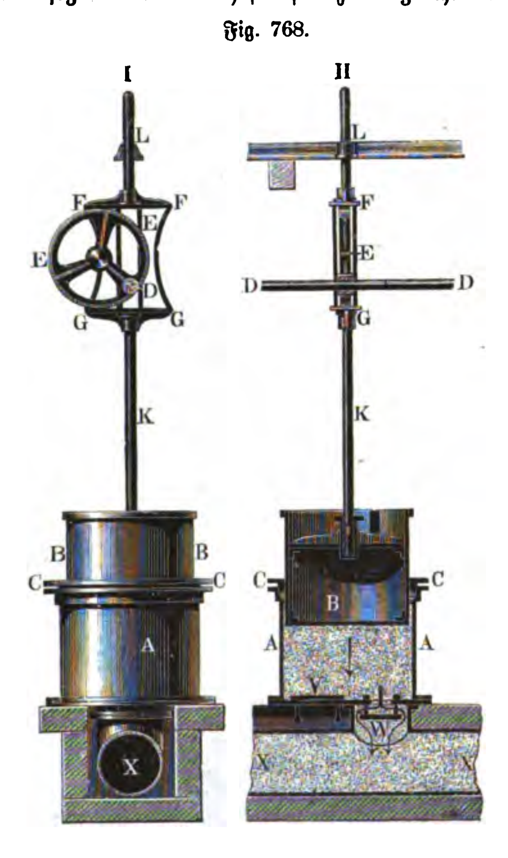


§. 176. **Wettersatz.** Der in Fig. 767 abgebildete (zum vierten Theile aufgeschnittene) Harzer Wettersatz hat mit dem hängenden Kastengebläse die meiste Aehnlichkeit. Derselbe besteht aus dem feststehenden, oben offenen Kasten A und aus dem unten offenen Kasten B, welcher mittelst der Eisenstange C und des Armes D an ein auf- und niedergehendes Gestänge E angeschlossen ist. Eine in das Innere des Kastens B führende Röhre FGV wird von oben durch ein Saugventil V sowie der Deckel dieses Kastens durch zwei Ausblaseventile W, W bedeckt, endlich ist der Kasten A zum Theil mit Wasser angefüllt, welches die untere Mündung des Kastens B absperrt.

Bei dieser Einrichtung dient der Harzer Wettersatz dazu, mittelst der Röhre FGV die verdorbenen Grubenwetter anzusaugen und durch die Ventile W, W in die freie Luft zu schicken.

Die einfachwirkenden Cylindergebläse sind in neuerer Zeit durch den Bergingenieur Fouriet wieder in Aufnahme gekommen*). Die Fouriet'schen Gebläse haben hohle Taucherkolben und sind deshalb mit den sogenannten Mönchspumpen zu vergleichen und besitzen daher auch die Vorzüge dieser Pumpen, worunter besonders der beachtungswerth ist, daß sich hier die luftdichte Abliderung leichter beaufsichtigen und herstellen läßt als bei anderen Gebläsen, wo die Liderung auf dem Kolben festsitzt. Die Einrichtung, Bewegungs- und Wirkungsweise eines solchen Gebläses ist aus Fig. 768, I und II, zu ersehen, wo I die äußere Ansicht von vorn und II einen senkrechten Durchschnitt von der Seite darstellt. Es ist A der gußeiserne Gebläsecylinder, B der hohle und äußerlich abgedrehte Taucherkolben und C die einen ringförmigen Lederstulp enthaltende und auf einem Flansche des Cylinders A zu befestigende Stopfbüchse. In dem Boden dieses Cylinders sind zwei Ventile V und W angebracht, wovon sich das eine V beim Einsaugen der Luft nach innen und das andere W beim Einblasen der Luft in die Windleitung X nach unten öffnet. Die auf- und niedergehende Bewegung des Kolbens B erfolgt durch ein Kreisexcentrik DEE, welches auf einer umlaufenden Welle D festsitzt. Zu diesem Zwecke ist die Kolbenstange KL durch einen doppelten Rahmen

Fig. 768.



*) S. Annales des Mines, 5. Série, T. XI; auch Polytechn. Centralblatt 1858.

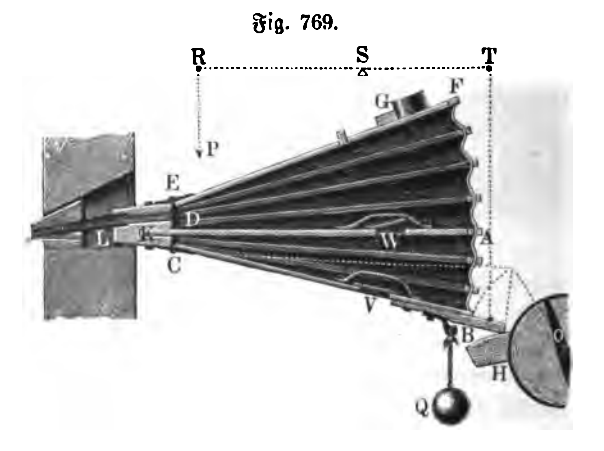
unterbrochen, welcher sowohl die Welle *D* als auch das Excentrik *E* umfaßt, und mittelst der horizontalen Gleitschienen *FF* und *GG* vom Excentrik auf- und niedergeschoben wird.

Um einen möglichst gleichförmigen Windstrom zu erhalten, läßt man die ganze Gebläsemaschine aus drei oder vier solchen einfachwirkenden Gebläsen bestehen und setzt diese durch eine gemeinschaftliche Welle in Bewegung, und um die letztere nicht kröpfen zu müssen, wendet man statt der Krummzapfen die allerdings mehr Reibung gebenden Excentriks an. Bei den ausgeführten Maschinen (z. B. der in Haraucourt, welche aus sechs Cylindern besteht) hat ein Gebläsecylinder 0,64 m Weite und 0,50 m Hub, und ist die Anzahl der Spiele per Minute 40 bis 60. Die größere Anzahl der Gebläsecylinder gewährt noch den großen Vortheil, daß der Hohofenproceß ungestört fortgehen kann, wenn eine Reparatur an einem derselben nöthig wird, welches natürlich nicht möglich ist, wenn die ganze Gebläsemaschine nur aus zwei oder gar aus einem doppeltwirkenden Gebläsecylinder besteht.

§. 177. **Lederne Balgen.** Die ledernen Balgen werden vorzüglich bei den Schmiede- und kleineren Wärmefeuern in Anwendung gebracht, sie sind in der Regel einfachwirkend, jedoch mit einem ebenfalls ledernen Windregulator versehen. Zuweilen werden auch doppeltwirkende Lederbalgen angewendet.

Die wesentliche Einrichtung eines einfachwirkenden ledernen Spitzbalgens mit Windregulator ist aus dem in Fig. 769 abgebildeten

Fig. 769.



Durchschnitte desselben zu ersehen. Es ist *ABCD* das eigentliche Gebläse mit dem festliegenden Deckel *AD* und dem beweglichen Boden oder Kolben *BC*, dagegen *ADEF* der Windregulator mit dem durch ein Gewicht *G*

belasteten Deckel EF. Sowohl BC als auch EF sind durch Scharniere mit dem hölzernen Balgenkopfe CEK verbunden, welcher mit eisernen Ringen umgeben ist und das Loch enthält, wodurch der Regulatorraum mit der schmiedeeisernen Düse oder Deupe L verbunden wird. Der Gebläseraum wird durch einen Mantel von gut gegerbtem Rindsleder umschlossen, welcher mit den drei Böden oder Deckeln und mit dem Balgenkopfe durch aufgenagelte Holzleisten und Lederstreifen fest und luftdicht verbunden wird. In dem Kolben oder Boden BC des Balgens befindet sich das Saugventil V, sowie in dem Scheider AD das Blaseventil W. Beide Ventile bestehen aus 12 bis 25 mm dicken Holzbrettchen, sind mittelst Riemen an der einen Seite auf der Ventilwand aufgenagelt, und überdecken die circa 0,1 qm einnehmende Ventilöffnung ringsherum mit einem 25 mm breiten Anschlage, welcher mit Streifen von einem dichtwolligen Schaffelle bekleidet wird. Um das zu weite Aufschlagen eines Ventiles zu verhindern, ist noch ein Riemen locker über dasselbe gespannt. Damit sich der Ledermantel des Balgens in regelmäßige Falten lege, umgiebt man denselben noch mit einigen Leisten oder Rahmen oder spannt denselben durch innere Reifen aus.

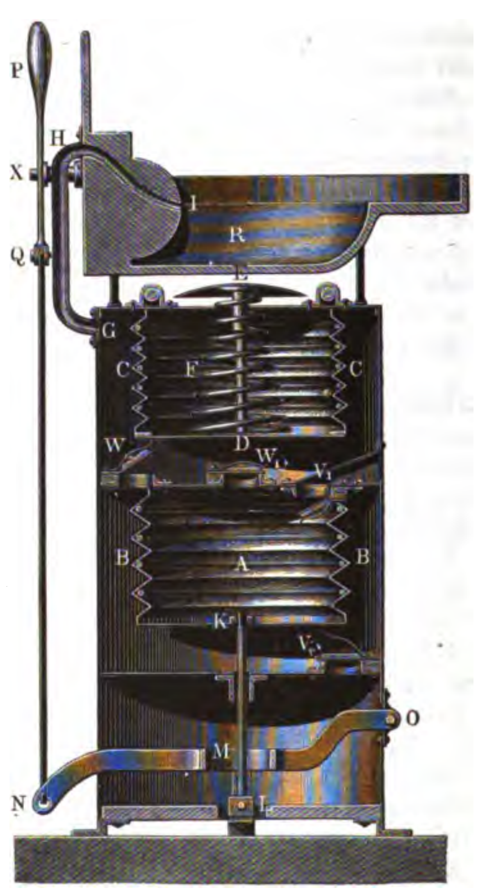
Die Art und Weise, wie diese Lederbalgen bewegt werden, ist sehr mannigfaltig. Kleinere Balgen für Schmiedefeuer u. s. w. werden mittelst eines Hebels entweder durch die Hand oder durch den Fuß bewegt, größere Balgen für Frischfeuer u. s. w. mittelst Daumen oder Heblingen auf einer umlaufenden Wasserradwelle. Den letzteren Mechanismus führt Fig. 769 vor Augen. Die auf der Welle O sitzenden Heblinge oder sogenannten Wellenfüße H heben den Gebläsekolben CB mittelst des Däumlings B empor, wobei derselbe den Wind durch die Ventilöffnung W hindurch in den Regulator FD drückt; und nachdem der Hebling den Däumling verlassen hat, zieht das angehangene Gewicht Q den Kolben BC wieder abwärts, wobei natürlich durch das Ventil V neue Luft in den Gebläseraum angesaugt wird. Bei einem Handbalgen ist der Daumen B durch eine Kette mit dem Hebel RST verbunden, welcher mittelst einer Zugstange oder Kette PR in Bewegung gesetzt wird.

Ein doppeltwirkender Lederbalgen mit Windregulator für ein transportables Schmiedefeuer, von den Gebrüdern Enfer*) in Paris ist in Fig. 770 (a. f. S.) und zwar im verticalen Durchschnitte ($^1/_{10}$ der natürlichen Größe) dargestellt. Das eigentliche Gebläse A ist von einem cylindrischen Blechgefäße BB umschlossen, welches mit der äußeren Luft durch das Saugventil V und mit dem Regulator CC durch das Blaseventil W

*) S. Le Génie industrielle, par Armengaud Frères, Tom. XII, Nr. 70.

communicirt, während der Gebläseraum A mit der äußeren Luft durch das Ventil V_1 und mit dem Regulator CC durch das Blaseventil W_1 in Verbindung steht. Wird nun der Gebläsekolben K auf- und niederbewegt, so saugen die Ventile V und V_1 abwechselnd Luft in die Räume BB und A

Fig. 770.



ein, und es blasen die Ventile W und W_1 dieselbe in den Regulator CC. Endlich führt das gekröpfte Rohr GHI den Wind aus dem letzteren in den Feuerraum R. Um ein möglichst gleichmäßiges Ausströmen des Windes zu erhalten, ist in dem Regulator CC noch ein beweglicher Kolben D angebracht, welcher mit dem Deckel von CC durch einen Ledermantel verbunden ist und mittelst einer Schraubenfeder F nach unten gedrückt wird.

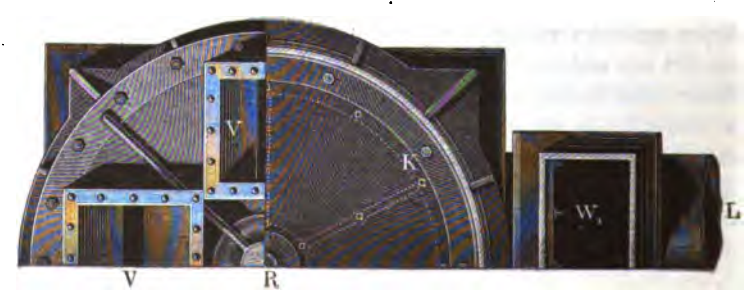
Jenachdem der Wind in größerer oder kleinerer Menge dem Regulator zugeführt wird, nimmt der Kolben D eine höhere oder tiefere Stelle im Innern des Regulators ein, ist also auch der Raum des letzteren größer oder kleiner und daher die Pressung des Windes im Regulator nur innerhalb enger Grenzen veränderlich. Das Aufziehen des in einer Gußeisenplatte bestehenden Kolbens K erfolgt durch die Kolbenstange KL, welche mittelst einer mit Leder oder Gummi abgedichteten Stopfbüchse durch den Boden des Gefäßes BB geführt ist; das Niedergehen wird hingegen durch das eigene Gewicht des Kolbens bewirkt. Der Bewegungsmechanismus besteht in einem gewöhnlichen Hebel PXQ, welcher bei P von der Hand des Schmiedes ergriffen wird und bei Q mittelst einer Stange QN an einen zweiten Hebel NO angeschlossen ist, der die Kolbenstange KL mittelst des Gelenkes LM ergreift.

Doppeltwirkende Cylindergebläse. Den verticalen Durchschnitt eines großen doppeltwirkenden Cylindergebläses führt Fig. 771 (a. f. S.) vor Augen. Dieses Gebläse ist in der Maschinenfabrik zu Seraing in Belgien ausgeführt worden*). Es besteht dasselbe aus einem einzigen vertical stehenden Gebläsecylinder CD von 1,830 m innerer Weite und 2,727 m Höhe und wird mittelst einer darunter stehenden Dampfmaschine von 80 Pferdekräften direct in Bewegung gesetzt. Der Durchmesser des Dampfcylinders ist 1,05 m, und der gemeinschaftliche Hub beider Maschinen 2,44 m. In der Abbildung zeigt KK den Gebläsekolben, und PR die 0,121 m dicke Kolbenstange. Letztere ist weiter unten mit der ebenso dicken Kolbenstange der Dampfmaschine durch einen Muff verbunden, und dieser bildet mit einem 3,1 m langen Querhaupte ein Ganzes, welches sich in zwei senkrecht stehenden Leitungsrahmen bewegt und an dessen Enden die Kurbelstangen zweier Schwungräder von 7,32 m Durchmesser und circa 90 Ctr. Gewicht angeschlossen sind. Die Ventile V und V_1 dienen zum Einsaugen, sowie die Ventile W und W_1 zum Einblasen des Windes in die nach dem Regulator führende Windleitungsröhre $W W_1 L$. Die ersteren sind paarweise in den Ventilkästen eingeschlossen, wovon drei auf dem Deckel und drei am Boden des Gebläsecylinders festsitzen. Die von den Seitenflächen dieser Kästen gebildeten rahmenförmigen Ventilsitze haben eine Neigung von 60 bis 70° und umschließen Ventilmündungen von je 0,5 m Länge und 0,25 m Breite. Die Ausblaseventile bedecken dagegen rectanguläre Mündungen von je 0,80 m Länge und 0,15 m Breite. Die Ventile selbst bestehen aus Leder oder Kautschuk und sind, wie die gewöhnlichen Pumpenventile, auf beiden Seiten mit Blechplatten bedeckt. Dieses Gebläse erzeugt bei circa 14 Spielen

§. 178.

*) S. Portefeuille de John Cockerill, Taf. 31 bis 34.

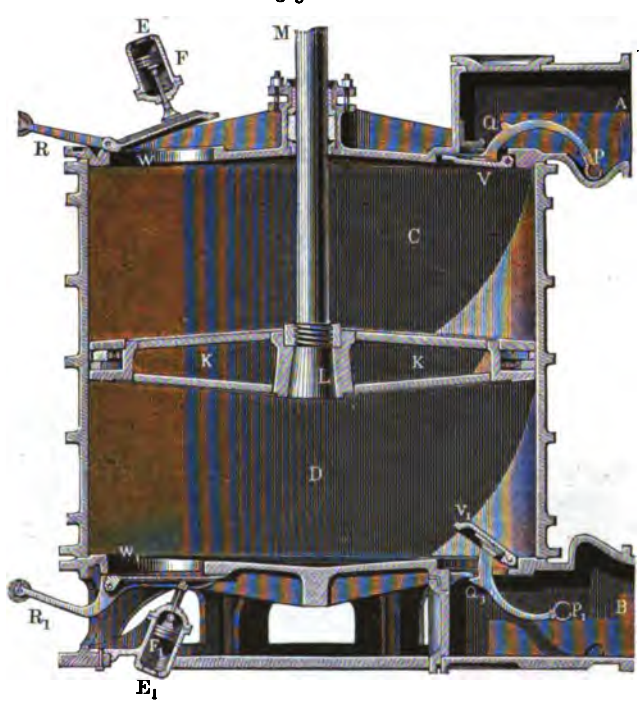
Fig. 771.



per Minute Wind von 0,25 m Quecksilberpressung, während die zugehörige Dampfmaschine bei dreifacher Expansion mit Dampf von 3 Atmosphären Spannung arbeitet.

Die Luftpumpen, welche zum Auspumpen der Luft aus geschlossenen Räumen, z. B. aus der Treibröhre der atmosphärischen Eisenbahnen, in Anwendung kommen, sind im Wesentlichen von den Gebläsen nicht verschieden. Fig. 772 führt den Durchschnitt eines solchen bei der atmosphärischen Eisenbahn an der Rampe zu St. Germain bei Paris in An-

Fig. 772.



wendung gekommenen Luftsaugers vor Augen. Der 2,50 m weite und 2,20 m hohe Gebläsecylinder ist auch hier mit zwei Saugventilen V und V_1 und zwei Blaseventilen W und W_1 ausgerüstet, jedoch communiciren hier die ersteren durch die Canäle A und B mit der Treibröhre, wogegen die letzteren nach der freien Luft führen. Diese Ventile sind, damit sie einen großen Druck auszuhalten vermögen, aus Bronze hergestellt, und damit sie sich leicht bewegen, durch Arme VP, V_1P_1, WR und W_1R_1 mit Gegengewichten äquilibrirt. Um das zu weite Aufschlagen der Saugventile zu verhindern, sind an den Armen derselben noch kurze Daumen Q, Q_1 an-

gebracht, welche beim Aufschlagen an vorstehende Nasen des Ventilsitzes anschlagen; um ferner ein sanftes Auf- und Niederschlagen der Blaseventile W, W_1 zu erlangen, sind dieselben mit kleinen Kolben F, F_1 ausgerüstet, welche beim Niederschlagen durch kleine Oeffnungen E, E_1 Luft in die kleinen Cylinder EF, E_1F_1 einsaugen, und dieselbe beim Aufschlagen wieder durch diese Oeffnungen ausstoßen. Der durch Metall abgeliderte Kolben KK wird mittelst seiner Stange ML durch eine Kurbelwelle in Bewegung gesetzt.

Um die Cylindergebläse schnell arbeiten lassen zu können, muß man denselben möglichst große Querschnitte zum Einsaugen und Ausblasen der Luft geben; da aber große Ventile bei der nöthigen Festigkeit sehr schwer ausfallen und sich deshalb auch schwer eröffnen, so zieht man es zu Erreichung des gedachten Zweckes vor, das Gebläse mit vielen kleinen Oeffnungen zum Einsaugen und Ausblasen der Luft zu versehen, und diese entweder einzeln durch kleine, oder im Ganzen durch größere Leder- oder Kautschukventile zu bedecken. Ein Gebläse mit einer solchen Ventilation hatte die in Fig. 773 abgebildete Luftpumpe, welche bei der Versuchseisenbahn zu

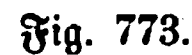
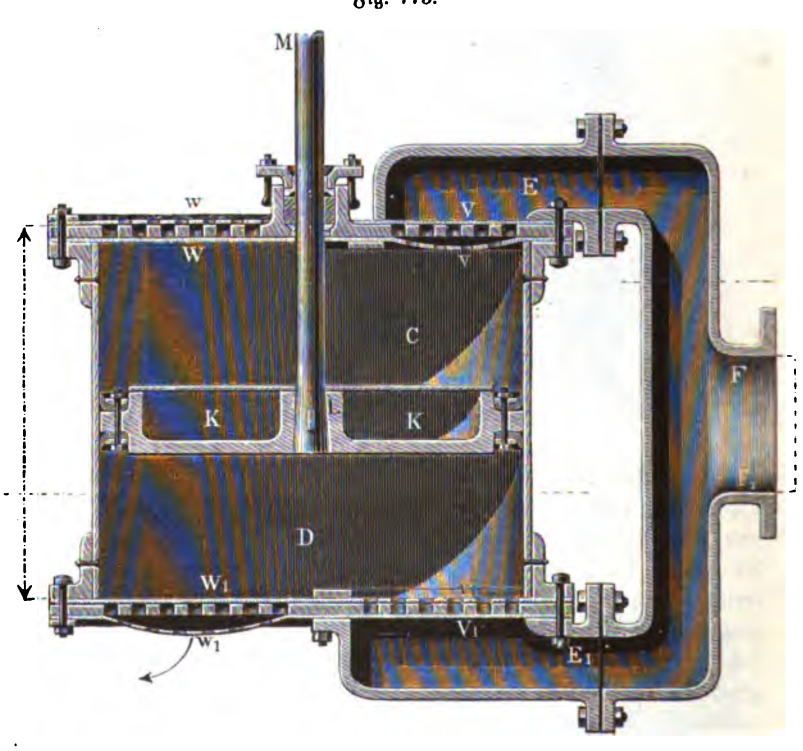


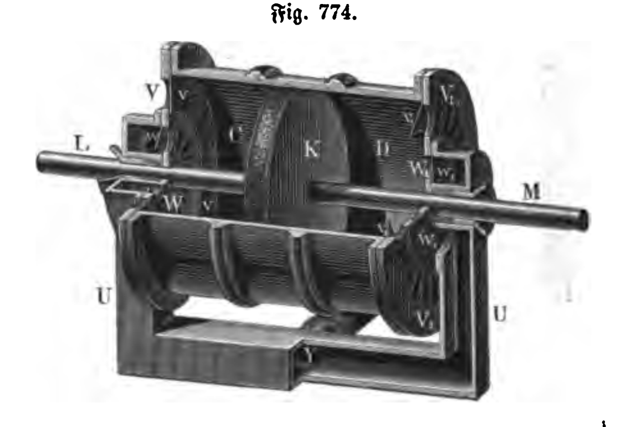
Fig. 773.



St. Quen*) angewendet worden ist. Der Gebläse- oder Pumpencylinder *CD* besteht hier aus einem Blechmantel und aus einem gußeisernen Boden, sowie einem gleichen Deckel mit vielen, 4 cm weiten kreisrunden Oeffnungen. Von diesen Oeffnungen mündet die eine Hälfte (W, W_1) in die freie Luft, und die andere (V, V_1) in die mit dem auszupumpenden Raume in Verbindung stehenden Röhren EF, E_1F_1; jene werden durch Lederdecken w, w_1 von außen, sowie diese durch solche (v, v_1) von innen bedeckt. Diese Decken sind an ihren Umfängen fest und luftdicht aufgeschraubt, haben aber ebenfalls eine Menge kreisrunder Löcher, welche jedoch nicht mit den Löchern in der Boden- und Deckplatte zusammenfallen, sondern auf die Zwischenräume zu liegen kommen. Wenn sich nun die Luft im Innern des Cylinders auf der einen Seite des Kolbens verdichtet und auf der anderen desselben verdünnt, so hebt und drückt sie die elastischen Lederdecken von ihren Lagerflächen ab, so daß nun die Löcher in je einer Lagerplatte mit denen der Lederdecke in Communication treten und die Luft durch dieselben ein- und ausströmen kann.

Eine andere Gebläseventilation führt der Durchschnitt eines horizontalen Gebläses zu Wittkowitz bei Mährisch Ostrau**) in Fig. 774 vor Augen.

Fig. 774.



Die Löcher, durch welche die Luft eingesaugt wird, liegen hier in einem weiteren Kreise wie VV, V_1V_1, und die, durch welche sie in die Windleitung tritt, in einem engeren Kreise WW, W_1W_1 um die Kolbenstange LM herum, welche mittelst Stopfbüchsen durch beide Cylinderdeckel hindurchgeführt ist. Die eigentlichen Ventile oder Ventilklappen bestehen aus vier Kautschuk- oder Lederkränzen, welche an ihren äußeren Umfängen zwischen den Verbindungskränzen der Cylinderdeckel eingeklemmt sind; die zwei größeren Kränze

*) S. Armengaud, Publication industrielle, T. VI.

**) S. Tunner's Stabeisen- und Stahlbereitung. Bd. I.

vv, $v_1 v_1$ bedecken die Saugöffnungen von innen, sowie die zwei kleineren *ww*, $w_1 w_1$ die Blase- oder Windöffnungen von außen. Es ist nun leicht zu ermessen, wie beim Hin- und Hergange des Kolbens *KK* die Luft auf der einen Seite durch die äußeren Ventilflächen eingesaugt, und auf der anderen Seite durch die inneren Ventillöcher in die Windleitung geblasen wird.

Anstatt die Saug- und Blaselöcher in den Kreis zu stellen, kann man dieselben auch auf die ganze Deckelfläche gleichmäßig vertheilen, oder wenigstens in geraden Linien an einander reihen, und zwar so, daß die Sauglöcher die eine, und die Blaselöcher die andere Hälfte der Cylinderdeckelfläche einnehmen. Den verticalen Durchschnitt von einem Theile eines auf diese Weise ventilirten Gebläsedeckels führt Fig. 775 I. und II. vor Augen. Es sind *A*, *B*, *C* die Ventillöcher und *da*, *db*, *dc* die zugehörigen, bei *d*, *d*, *d* fest aufgeschraubten und durch dünne Metallplatten bedeckten Klappenventile aus Leder.

Bei aufrecht stehenden Gebläsecylindern wendet man auch mit Vortheil einfache Hubventile an, wie z. B. aus Fig. 776 I. und II. zu ersehen ist.

Fig. 775.

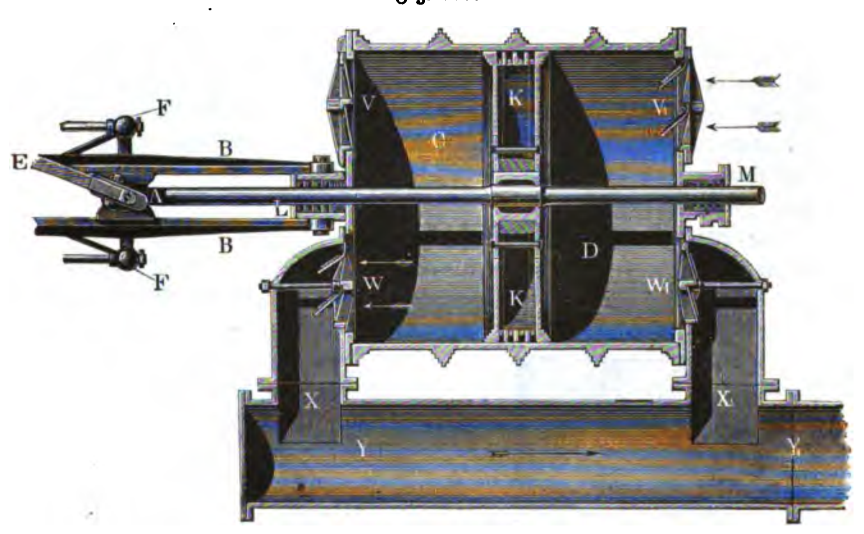
Fig. 776.

Diese Ventile *aa*, *bb*, *cc* sind mittelst Hülsen an feststehenden Stiften *de*, *de*... verschiebbar, und schlagen bei ihrem Ausschub gegen die scheibenförmigen Köpfe *e*, *e*, *e* dieser Stifte. Auch hat man vielfach die Ventile als kreisförmige Gummiplatten ausgeführt, welche nach Art der entsprechenden Pumpenventile Fig. 602 durch sternartige Gitter gestützt und durch geeignete Fänger an dem zu weiten Aufschlagen verhindert werden.

Ein horizontales Gebläse mit Ventilklappen führt Fig. 777 im verticalen Durchschnitte vor Augen. Dasselbe ist nach Thomas und Laurent von Cavé construirt und in Armengaud's Publication industrielle, Bd. 8, beschrieben und gezeichnet. Der 1,6 m weite Gebläsecylinder *CD* ist mittelst vier Schraubenbolzen auf eine gußeiserne Lagerplatte befestigt, und die Deckel desselben sind an der oberen Hälfte mit Saugventilen *V*, V_1,

dagegen an der unteren Hälfte mit Blaseventilen W, W_1 ausgerüstet. Letztere stehen durch die Canäle X, X_1 mit der Windleitung Y in Verbin-

Fig. 777.



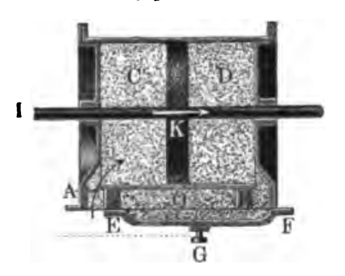
dung. Das Querhaupt A der mittelst Stopfbüchsen durch die Cylinderdeckel geführten Kolbenstange LM bewegt sich in einer horizontalen Leitung und ist mittelst eines aus vier Stangen gebildeten Doppelrahmens FF mit dem (nicht abgebildeten) Querhaupte der Kolbenstange einer als Umtriebsmaschine dienenden Dampfmaschine in Verbindung gesetzt. Zur Erzeugung einer regelmäßigen Bewegung ist endlich noch mittelst einer Kurbel und Kurbelstange AE ein (nicht abgebildetes) Schwungrad an das Querhaupt A der Gebläsekolbenstange angeschlossen.

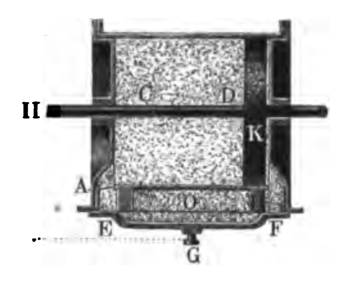
§. 179. **Schiebergebläse.** Die gewöhnlichen Klappenventile eines Gebläses bewegen sich bei ihrem Auf- und Zuschlagen ähnlich wie ein materielles Pendel; da nun aber die Schwingungszeit des letzteren proportional mit der Quadratwurzel aus der Pendellänge ist, so läßt sich daher auch annehmen, daß die Zeit zum Auf- und Zuschlagen eines Klappenventiles mit der Quadratwurzel aus der rechtwinklig gegen die Drehungsaxe zu messenden Breite desselben wachse. Um daher ein schnelles Ventilspiel zu erhalten, und überhaupt ein Gebläse mit größerer Geschwindigkeit gehen lassen zu können, ist es erforderlich, dasselbe nicht mit einem breiten, sondern mit mehreren schmalen Klappenventilen auszurüsten. Natürlich hängt hierbei die Bewegungszeit eines Ventiles noch immer von der Schwerkraft und von dem

Unterschiede zwischen dem inneren und äußeren Luftdrucke ab. Um sich hiervon ganz unabhängig zu machen und das Gebläse mit fast beliebig großer Geschwindigkeit arbeiten lassen zu können, ist es nöthig, dasselbe mit Ventilen oder Schiebern auszurüsten, welche, wie die Steuerungsmechanismen der Dampfmaschinen, von der Umtriebsmaschine selbst in Bewegung gesetzt werden. Hierher gehören die sogenannten Schiebergebläse von Slate, sowie von Thomas und Laurent u. s. w. Diese Gebläse haben vor den gewöhnlichen Ventilgebläsen noch den Vortheil, daß sie einen schärferen Abschluß und daher auch bei guter Construction einen kleineren Windverlust geben als diese Maschinen.

Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweise eines solchen Gebläses ist aus Fig. 778 I. und II. zu ersehen. Es sind hier A und B die beiden Mündungen, durch welche die Luft in den Cylinder CD ein- und aus demselben heraustritt, und es ist EF ein gewöhnlicher Vertheilungsschieber, der mittelst einer in G angreifenden Stange in Bewegung gesetzt wird. Derselbe ist bei dem Ausschube des Gebläsekolbens K, wie in I. am rechten Ende seines Weges, nimmt aber die Mitte desselben ein, wenn der Gebläsekolben K, wie in II., den Ausschub nach rechts vollendet hat, und befindet sich am linken Ende seines Weges, während der Kolben K auf dem Wege nach links begriffen ist. Die bei einem Kolbenschube durch A oder B eingesaugte Luft tritt beim folgenden Kolbenschube in den vom Schieber bedeckten Raum O und gelangt von da in die Windleitung. Damit bei der Absperrung der Gebläsemündungen A und B durch den Schieber einerseits nur eine mäßige Ausdehnung und andererseits nur eine schwache Compression der Luft statthabe, ist es nöthig, daß die Zeit dieser Absperrung nur eine sehr kurze und folglich die Schieberbedeckung zu beiden Seiten der Mündungen nur eine sehr kleine sei.

Fig. 778.





Bei dem Schiebergebläse von Thomas und Laurent liegt der Schieber FF, Fig. 779, ganz frei und wird von Federn f, f, welche sich durch Preßschrauben p, p spannen lassen, mittelst zwischenliegender schmiedeeiserner

Schienen *s*, *s* gegen die abgehobelten Flächen des Rahmens gedrückt, welcher die Gebläsemündungen umschließt, und in geneigter Stellung mit dem Gebläsecylinder fest verbunden ist. *OP* ist das nach der Windleitung *W* führende Communicationsrohr.

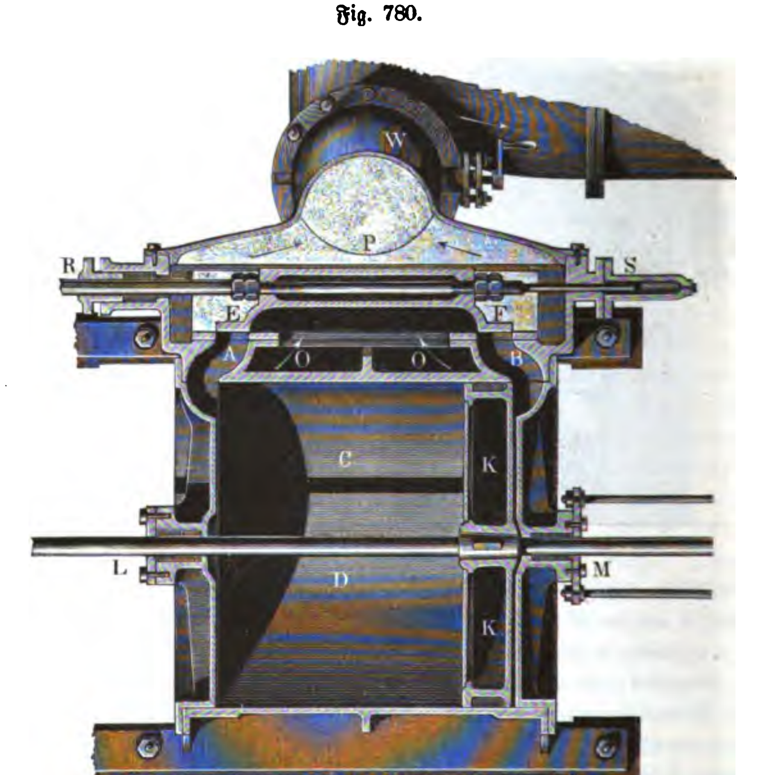
Fig. 779.



Hiervon weichen die in der neueren Zeit im Etablissement von Cavé in Paris construirten Schiebergebläse insofern ab, als hier der Schieber nicht frei liegt, sondern in einem Gehäuse eingeschlossen ist, und die Luft den Schieber in umgekehrter Richtung durchläuft, wobei sie denselben im comprimirten Zustande umgiebt und folglich gegen die Fläche drückt, auf welcher er hin- und hergleitet, wogegen bei dem ersteren Schiebergebläse der Wind vom Schieber umschlossen wird, und folglich denselben von seiner Gleitfläche abzuheben sucht. Die speciellere Einrichtung eines solchen Schiebergebläses aus der Cavé'schen Maschinenbauanstalt ist aus dem horizontalen Durchschnitte in Fig. 780 (a. f. S.) zu ersehen. Es ist auch dieses Gebläse ein liegendes; die Kolbenstange *LM* desselben besteht mit der Kolbenstange der Umtriebsdampfmaschine aus einem und demselben Stücke, und ist auf der einen Seite mittelst einer Kurbel und Kurbelstange an die Welle eines Schwungrades angeschlossen, welche die Schieberstange *RS* mit Hülfe eines gewöhnlichen Kreisexcentriks in die nöthige hin- und hergehende Bewegung versetzt. Uebrigens sind zwei solche Gebläse, wie die Abbildung deren eins darstellt, durch die gedachte Schwungradwelle so mit einander verbunden, daß stets das eine um den halben Kolbenhub vor dem anderen vorausgeht. Der Gebläsecylinder *CD* ist mit dem Schiebergehäuse *ABSR* aus dem Ganzen gegossen und communicirt durch die Oeffnung *O O* mit der äußeren Luft, sowie durch das Rohr *P* mit der Windleitung *W*. Der Schieber *EF* gleitet mit seinen Lappen *E* und *F* über den Gebläsemündungen *A* und *B* weg, sperrt dieselben dann, wenn der Gebläsekolben am Ende eines Schubes steht, eine kurze Zeit lang zu, eröffnet dagegen dieselben, sowie der Kolben einen kleinen Theil seines Schubes zurückgelegt hat. Es findet, wie sich leicht übersehen läßt, in Hinsicht auf das Bewegungsverhältniß zwischen diesem Gebläse und dem erst beschriebenen noch der Unterschied statt, daß sich

die Schieber bei derselben Kolbenbewegung in entgegengesetzter Richtung bewegen. Bei solchen Gebläsemaschinen mit einem einzigen Gebläsecylinder

Fig. 780.

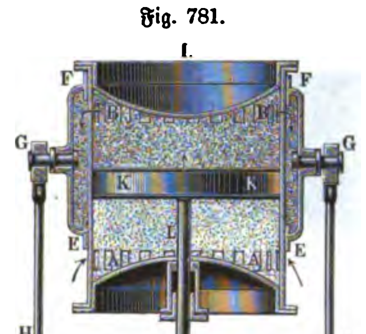


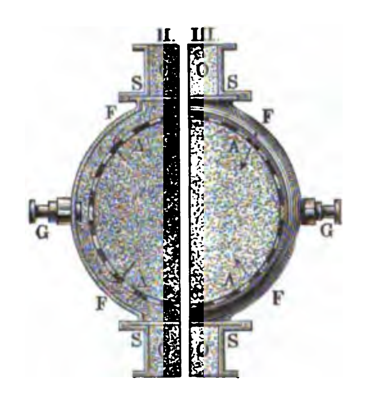
ordnet man die Schieberebene horizontal über dem Cylinder an, läßt die Luft zu beiden Seiten in den Schieberraum eintreten und führt den Wind durch eine senkrechte Röhre aus dem Schiebergehäuse in die Windleitung. Bei der beschriebenen Maschine ist die Weite eines Gebläsecylinders 1,34 m, der Kolbenschub 1 m, der Schieberschub 0,32 m und der Querschnitt der beiden Eintrittsöffnungen $2 \,.\, 0,15 \,.\, 1,25 = 0,375 \text{ qm} = \frac{375}{1410} = 0,266$ der Kolbenfläche. Endlich ist noch der Durchmesser des Dampfcylinders 0,54 m, der Dampfdruck 4 Atmosphären und die Anzahl der Spiele pro Minute 60 bis 70, also die mittlere Kolbengeschwindigkeit 2 bis 2,33 m.

Das Schiebergebläse von Slate ist insofern von den oben beschriebenen Schiebergebläsen verschieden, als hier der Schieber *EFFE*, Fig. 781

(I, II, III), den auch äußerlich abgedrehten Gebläsecylinder umschließt, und der letztere oben und unten ringsum mit einer Reihe von rectangulären Mündungen *A*, *B* versehen ist. Wenn der mittelst der Stangen *GH* zu bewegende Schieber oben steht, wird Luft durch *A* eingesaugt und Wind durch *B* mittelst des aufsteigenden Kolbens *K* in den Schieberraum gedrückt, und wenn der Schieber unten steht, so erfolgt dagegen das Ansaugen durch *B* und Ausblasen durch *A*. Damit der Wind aus dem Schieberraume in die Windleitung treten könne, ist der Schieber noch mit zwei Seitenöffnungen *S*, *S* (II, III) versehen, welche mit ihren abgeschliffenen Rändern an den Einmündungsstücken *O*, *O* zur Windleitung luftdicht anschließen. Fig. 781, II zeigt den durch die oberen Mündungen geführten horizontalen Durchschnitt der linken Schieberhälfte beim höchsten, sowie Fig. 781, III denselben von der rechten Schieberhälfte beim tiefsten Kolbenstande.

Fig. 781.



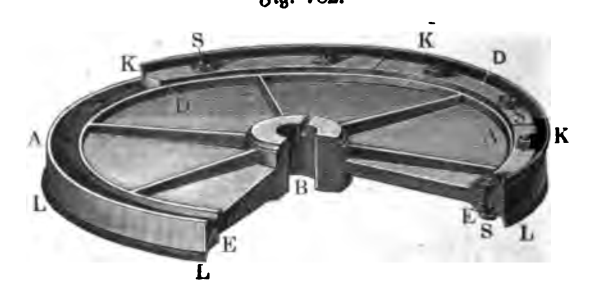


Gebläsekolben. Die Gebläsekolben, insbesondere die Kolben der Cylindergebläse, werden ähnlich wie die Kolben der Pumpen- und Wassersäulenmaschinen construirt; auch libert man sie auf ähnliche Weise durch Lederstulpe, Hanf- oder Flachszöpfe u. s. w. ab. Einen Gebläsekolben mit Lederstulpliderung (zum Theile zerschnitten) stellt die Abbildung in Fig. 782 (a. f. S.) dar. Es ist *A A* der gußeiserne mit sechs Rippen versehene Kolbenkörper, *B* die Hülse desselben, worin das conisch abgedrehte Ende der Kolbenstange festgekeilt wird, und es sind *K*, *L* die beiden Lederstulpe, welche durch Schrauben wie *S* mittelst hölzerner oder eiserner Ringe *D* und *E* in den rinnenförmigen Vertiefungen am Umfange des Kolbenkörpers befestigt werden. Aehnliche Gebläsekolben mit Stulpliderung haben die in den Figuren 771 und 773 abgebildeten Gebläse. Bei großen Kolbengeschwindigkeiten hat die Lederliderung nicht die erforderliche Dauerhaftigkeit, und deshalb bringt man in neueren Zeiten statt der Lederstulpe Hanfzöpfe oder Eichenholzstücke in An-

§. 180.

wendung. Sehr dauerhaft sind die Liderungskränze von Leinwand oder Segeltuch aus Hanf. Man bereitet dieses Gewebe vor dem Gebrauch be-

Fig. 782.



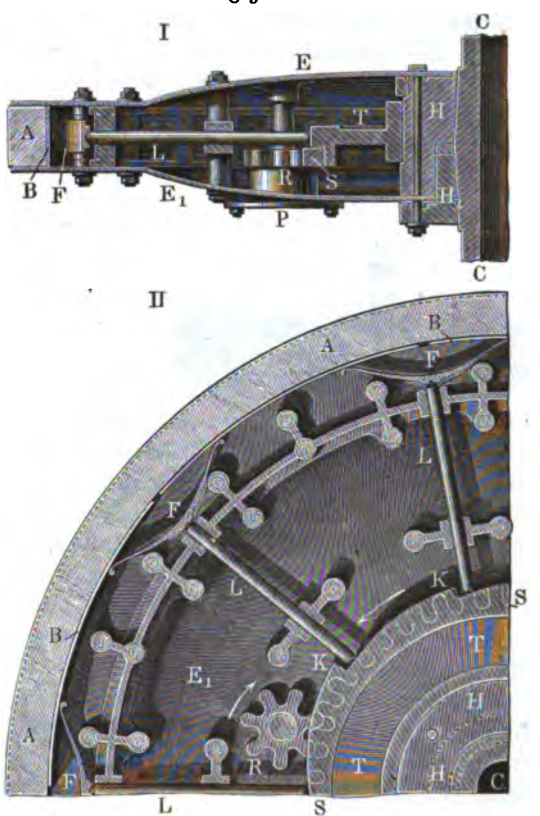
sonders zu, indem man es aufspannt und auf beiden Seiten mit in Leim- oder Stärkewasser eingerührtem rein geschlämmtem Graphit bestreicht. Aus demselben schneidet man dann mit Hülfe einer Schablone Ringstücke von circa 0,5 bis 0,6 m Länge und 25 bis 50 mm Breite, wobei man dahin zu trachten hat, daß die Schnitte in diagonaler Richtung durch die Maschen des Gewebes hindurchgehen und folglich sämmtliche Fäden treffen, weil die letzteren an ihren Enden dem Abreiben mehr widerstehen als an ihren Seiten. Diese Leinwandstreifen reibt man noch mit pulverisirtem Speckstein ein und legt sie nach und nach so neben und über einander, daß sie einen 5 bis 10 cm dicken Liderungskranz bilden, den man mittelst der angegebenen Preßringe in dem für ihn bestimmten Raum am Kolbenumfang bis auf $^3/_4$ seiner Höhe zusammendrückt, und zuletzt noch an seinem Umfang gehörig beschneidet und abfeilt. Wenn man die Leinwandstreifen außerhalb der Lager zusammenlegt, so ist es nöthig, dieselben zuletzt noch im Ganzen zusammenzunähen.

Eine sehr zweckmäßige Construction hat der vom Herrn Maschinendirector Völkner construirte Gebläsekolben*). In Fig. 783, I und II, ist der verticale und der horizontale Durchschnitt von einem Quadranten desselben vor Augen geführt. Der Liderungskranz AA besteht aus zusammengepreßten Leinwandstreifen u. s. w., und umschließt einen aus Bandeisenstücken zusammengesetzten Reifen BB; gegen den letzteren stemmen sich neun Federn F, welche, wenn sie gehörig gespannt sind, den Liderungskranz mittelst dieses Reifens gegen die innere Wand des Gebläsecylinders andrücken. Dieses Anspannen der Federn erfolgt durch ein Zahnrad R, welches sich von außen mittelst eines Schlüssels umdrehen läßt. Hierbei setzt dasselbe mit Hülfe des gezahnten Bogens S den die Kolbennabe HH_1 umschließenden Ring T in Drehung, und dieser schiebt nun vermöge seiner gleichsam schiefe Ebenen

*) S. Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 131 und 154.

bildenden Stufen K die Bolzen L auswärts, welche sich mittelst ihrer Körner oder Spitzen gegen die Federn $FF\ldots$ stemmen. Die Kolbenstange C ist hohl

Fig. 783.

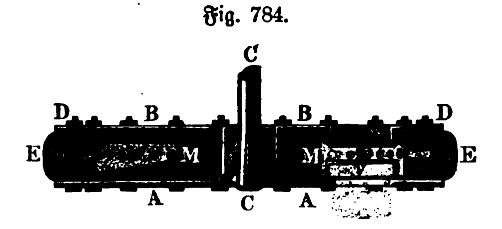


und mittelst eines Doppelconus mit der aus zwei Stücken zusammengesetzten Hülse HH_1 durch Schrauben fest verbunden. Uebrigens wird der ganze Kolben von zwei convexen Blechwänden E, E_1 bedeckt, und um den Liderungskranz, wenn es nöthig ist, schärfer andrücken zu können, ist die Axe des Getriebes R mittelst einer Stopfbüchse P durch die eine Blechdecke geführt, und erhält auch der eine Cylinderdeckel ein durch eine Schraube verschließbares Loch, durch welches sich der Schlüssel zum Umdrehen dieses Getriebes stecken läßt. Diese Kolbenliderung eignet sich vorzüglich für liegende Gebläsecylinder, wo sich das bei stehenden Cylindern übliche Schmieren mittelst in den Cylinder geworfenen Graphits nicht bewährt hat.

Man libert die Kolben auch mittelst einer mit Wolle oder Roßhaaren

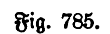
ausgestopften Wulst aus Juchtenleder ab. Um den Liderungskranz nicht übermäßig stark an die Cylinderwand anzudrücken, wobei die Kolbenreibung unnöthig vergrößert wird, hat man auch eine autoclave, und insbesondere eine pneumatische Liderung angebracht, wobei der Liderungskranz durch den eingeschlossenen Wind angedrückt wird (vergl. die hydrostatische Liderung in Band II). Hierher gehört namentlich die Kolbenliderung des Herrn Ingenieur Schultz. Der verticale Durchschnitt eines Gebläsekolbens mit dieser Liderung ist in Fig. 784 abgebildet. Es ist A der gußeiserne Kolbenstock, B ein ausgedrehter Teller aus Lindenholz, E die lederne Liderungswulst, D ein eiserner Kranz, welcher B und E mit A durch Schrauben zu einem Ganzen verbindet, und m ein mit Kammwolle ausgefüllter von B und E ringförmig umschlossener Raum;

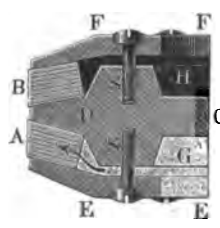
Fig. 784.



ferner ist M der hohle Kolbenraum, welcher einerseits durch die Ventile v und w mit dem Gebläsecylinderraum, und andererseits durch viele radiale Löcher l mit dem Raume m communicirt. Diese Ventile öffnen sich nach innen und sind durch ein Scharnier so mit einander verbunden, daß sich das eine verschließt, wenn das andere von der comprimirten Luft aufgestoßen wird. Auf diese Weise bleibt der Raum M stets mit comprimirter Luft erfüllt, und wird die Liderungswulst mit dem der Spannung derselben entsprechenden Drucke gegen die innere Cylinderwand gedrückt.

Es läßt sich eine autoclave Liderung auch ohne eine solche Ventilirung und zwar dadurch herstellen, daß man zwei Liderungskränze anwendet, wovon abwechselnd der eine oder andere von der comprimirten Luft angedrückt wird. Den Durchschnitt von einem Theile eines so geliderten Kolbens stellt Fig. 785 dar. Es sind A und B die beiden aus Leinwandstreifen zusammengesetzten Liderungskränze, sowie E und F die beiden Kolbendeckel, welche mittelst der Schrauben S mit dem Kolbenstock CD verbunden werden und die Liderungskränze zusammendrücken. Obgleich die hohlen Räume G und H mit Holz ausgefüllt werden, so bleibt doch der Gebläseluft noch Zwischenraum genug übrig, um hinter die Liderungskränze A und B treten und dieselben auswärts drücken zu können. Bei dem Niedergange des Kolbens ist z. B. der Raum G mit verdichteter Luft angefüllt, und wird der Liderungsring A durch dieselbe auswärts geschoben.


Fig. 785.

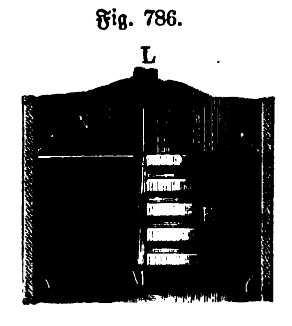


Ein Gebläsekolben mit Metallliderung ist bei der in §. 178 beschriebenen und in Fig. 772 abgebildeten Maschine angewendet. Vielleicht lassen sich die vom Herrn Ingenieur Krauß construirten autoclaven Dampfkolben auch als Gebläsekolben anwenden. Die Liderung besteht hier aus zwei Kränzen, wovon jeder wieder aus einem inneren Spannring und aus einem äußeren Liderungsring zusammengesetzt ist. Der erstere besteht aus Eisen, Messing oder Stahl, und der zweite aus einer Composition von 80 Thln. Zinn, 10 Thln. Antimon und 10 Thln. Kupfer und ist mittelst eines Schwalbenschwanzes mit dem ersteren verbunden *).

Einen besonderen Kolben hat endlich noch Cavé construirt. Derselbe hat gar keine Liderung; statt derselben erhält der Kolbenstock einen hohen Kranz mit einer Menge ringförmiger Vertiefungen. Bei dem Gebläse in Fig. 777 ist der Kolbenkranz aus Holzringen von verschiedener Breite so zusammengesetzt, daß an seinem Umfange vier solcher ringförmiger Vertiefungen zurückbleiben; auch ist hier die gewöhnliche Hanfliderung der beiden Stopfbüchsen L und M mit Kupferplatten bedeckt, in welchen solche Ringe ausgedreht sind. Gewöhnlich, namentlich auch beim Abschluß von Dampf oder Wasser, gießt man den Kranz mit den Rinnen aus Eisen und dreht denselben an seinem äußeren Umfange sorgfältig ab, so daß ein Spielraum zwischen ihm und der Cylinderwand von nur 1 mm Weite übrig bleibt.

Die Abdichtung, welche ein solcher Ringkolben giebt, ist nur eine unvollkommene; es läßt derselbe jedoch um so weniger Luft an seinem Umfange durch, je größer die Anzahl der Rinnen ist. Ist v die Geschwindigkeit der durch den Spielraum von einer Rinne des Kolbens K, Fig. 786, zur anderen strömenden Luft, ist ferner γ die mittlere Dichtigkeit derselben, und sind $p, p_1\ p_2 \dots p_\nu$ die Pressungen der Luft in A, B, C und N, wobei A der einen und N der anderen Seite des Kolbens angehört, so hat man (s. Bd. I), wenn von den Reibungshindernissen abgesehen wird:

Fig. 786.



$$\frac{v^2}{2g}\gamma = p - p_1 = p_1 - p_2 = p_2 - p_3$$
$$= \cdots p_{\nu-1} - p_\nu$$

und folglich

$$\nu \frac{v^2}{2g}\gamma = p - p_\nu,$$

wo ν die Anzahl der verengten, die ringförmigen Räume verbindenden Durchgänge (hier $= 5$) bezeichnet. Hiernach ist nun die Geschwindigkeit der von A nach N entweichenden Flüssigkeit

*) S. die Schweizerische Polytechn. Ztschr. Jahrg. 1859.

$$v = \sqrt{2g\frac{p - p_\nu}{\nu\gamma}},$$

wogegen sie

$$v = \sqrt{2g\frac{p - p_\nu}{\gamma}}$$

betragen würde, wenn diese Rinnen nicht vorhanden, also $\nu = 1$ wäre.

Ist noch r der Kolbendurchmesser und σ die Weite des Spielraumes, so hat man das Flüssigkeitsquantum, welches auf diese Weise pro Secunde am Umfange des Kolbens entweicht:

$$Q_1 = 2\pi r\sigma \,.\, v = 2\pi\sigma r\sqrt{2g\frac{p - p_\nu}{\nu\gamma}}.$$

§. 181. **Windleitungen.** Zwischen den Wetter- und den Windleitungen findet insofern ein wesentlicher Unterschied statt, als jene dazu dienen, die Luft (Wettern) von einem entfernten Punkte nach der in einem Luftsauger bestehenden Wettermaschine zu leiten, und dagegen die letzteren den Zweck haben, die durch ein Gebläse comprimirte Luft, den sogenannten Wind nach dem Ofen zu führen; während jene einem in der Regel sehr mäßigen Ueberdruck von außen ausgesetzt sind, haben diese dagegen einen meist größeren Ueberdruck von innen auszuhalten. Es sind deshalb auch die Wetterleitungen durch Anwendung äußerer Mittel, z. B. durch Zustopfen mittelst Werg oder Zuschmieren mittelst Thon, Theer u. s. w., leichter luftdicht zu machen als die Windleitungen, und bestehen aus diesem Grunde nicht selten bloß in aus Brettern zusammengenagelten und mit eisernen Ringen umgebenen vierseitigen Lutten. Einen besseren Luftabschluß geben allerdings die cylindrischen Röhren aus Zink- oder Eisenblech, welche natürlich eine dem Ueberdrucke entsprechende Wanddicke bezw. innere Verstärkungen und am besten einen kreisförmigen Querschnitt erhalten, damit sie von der äußeren Luft nicht zusammengedrückt werden (s. Bd. II).

Die gewöhnlichen Windleitungen sind cylindrische Röhren aus Gußeisen oder Eisenblech; letztere werden, wie die Dampfkessel, aus Blechtafeln zusammengenietet. Die Weite dieser Röhren ist von der Geschwindigkeit v und dem Quantum Q des durchzuführenden Windes abhängig. Bei kurzen Windleitungen und größeren Windpressungen kann man den Wind, wie den Dampf in Dampfleitungen, mit $v = 20$ bis 24 m Geschwindigkeit durchströmen lassen; bei langen Windleitungen sowie bei schwachen Windpressungen begnügt man sich aber, um nicht zu große Reibungsverluste zu erhalten, mit einer Windgeschwindigkeit $v = 10$ bis 12 m und nach Befinden mit einer noch kleineren. Aus dem angenommenen Geschwindigkeitswerthe v und dem durchzuführenden Windquantum Q pro Secunde folgt dann die erforderliche Weite der Windleitung:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,v}} = 1{,}13\,\sqrt{\frac{Q}{v}},$$

z. B. für

$$v = 20\,\mathrm{m} \text{ zu } d = 0{,}253\,\sqrt{Q} \text{ Meter.}$$

Die Wandstärke der Windleitungsröhren ist nach den Formeln in Bd. I zu berechnen.

Die Verbindung der Röhren mit einander erfolgt entweder durch Flanschen oder, namentlich bei Leitungen für erhitzte Gebläseluft, durch Muffe (s. Bd. II). Zum Abdichten an den Verbindungsstellen genügt bei Leitungen für nicht erhitzten Wind Pappe, Filz oder Blei; bei Leitungen für erhitzten Wind ist dagegen ein feuerfester Eisenkitt in Anwendung zu bringen. Man setzt diesen Eisenkitt zusammen aus 30 bis 60 Theilen Eisenfeile (auch Bohr- oder Drehspäne), 1 Theil Salmiak und 1 Theil Schwefel, oder auch aus 15 Theilen Eisenspänen, 5 Theilen Lehm und 1 Theil Kochsalz. Plötzliche Querschnitts- und Richtungsveränderungen sind, aus bekannten Gründen, bei den Windleitungen zu vermeiden, daher hat man auch in dem letzteren Falle keine Knie-, sondern Kropfstücke mit einem größeren Krümmungshalbmesser in Anwendung zu bringen. Bei den größeren und vollkommneren Gebläseanlagen theilt sich in der Regel die Windleitung in mehrere Zweige und es führt jede Zweigröhre den Wind nach einem anderen Punkte. Um endlich noch das durch die Düse auszublasende Windquantum reguliren zu können, ist in jeder Zweigröhre, und zwar nahe an der Düse, ein Windstock oder Windkasten mit einem Sperrhahn oder Sperrventil angebracht.

Düsen. Die Düse ist eine aus Eisenblech zusammengelöthete conische Röhre; sie hat eine Länge von 0,3 bis 1,2 m und eine Mündungsweite von 2 bis 10 cm, erstere bei Gebläsen für Schmiedefeuer, letztere bei solchen für Koaks- und Anthracit-Hohöfen. Die Ausmündung der Düse reicht nicht bis in den Feuer- oder Schmelzraum des Ofens, sondern befindet sich innerhalb der sogenannten Form, eines aus Thon, Eisen oder Kupfer bestehenden Futters der Oeffnung zur Einführung des Windes in den Ofen. Diese Oeffnung hat die Gestalt eines abgekürzten Kegelmantels mit halb- oder vollkreisförmigen Grundflächen. Um das Abschmelzen der Formen zu verhindern, macht man die Formenwände auch hohl und führt einen Strom kalten Wassers durch den hohlen Raum. Diese Wasserformen bestehen gewöhnlich aus Kesselblech, dagegen die Röhren, welche das Wasser zu- und abführen, aus Blei. Die Lage der Form gegen den Schmelzraum ist sehr verschieden und durch die Art des Schmelzprocesses bedingt; die Axe der Form liegt entweder ganz oder nahe horizontal, und die Mündung derselben

§. 182.

liegt entweder in der Ofenwand, oder ragt etwas in den Ofenraum hinein u. s. w.

Damit die Form den aus der Düse kommenden Wind ungehindert in den Ofen führe, ist nöthig, daß die Axe der Düse mit der des Formrüssels möglichst zusammenfalle, sowie auch daß die Düsenmündung der Formmündung nahe gleich sei und möglichst nahe liege. Deshalb schließt man auch die Düsen nicht fest an die Windleitung an, sondern verbindet sie durch besondere Mechanismen mit der letzteren, wodurch man ihnen die erforderliche Stellung giebt. Das einfachste Mittel einer solchen Verbindung besteht in der Einschaltung eines ledernen Schlauches, welcher durch eiserne Ringe mit Schrauben, einerseits mit der Windleitung und andererseits mit der Düse, fest verbunden wird. Eine solche Einrichtung führt Fig. 787 im Grundriß

Fig. 787.

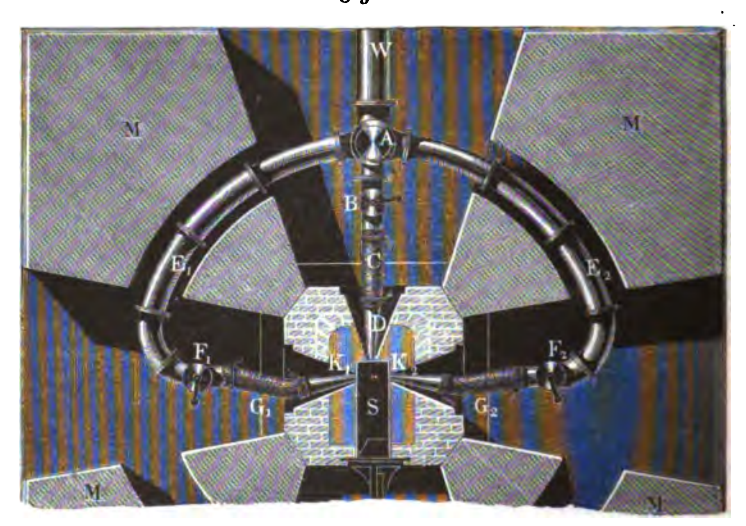


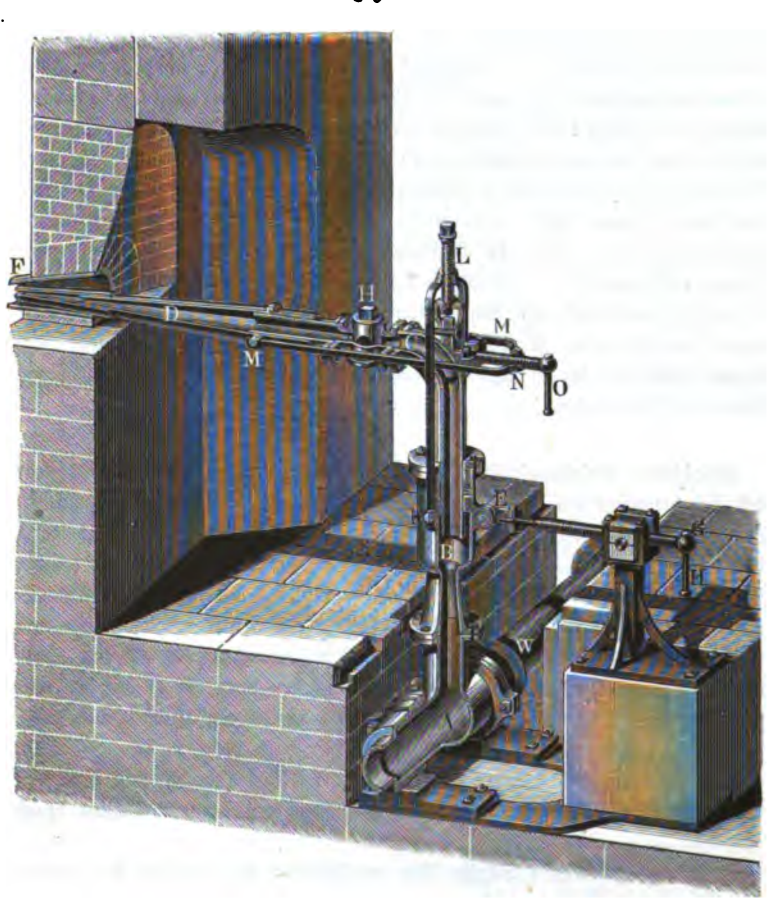
Fig. 788.

vor Augen. Die Windleitung WA theilt sich hier bei A in drei Zweige AC, AE_1 und AE_2, welche mittelst der Düsen D, K_1 und K_2 den Wind in den Schmelzraum S führen, und mit den Regulirungs- oder Sperrventilen B, F_1 und F_2, sowie mit den Schläuchen C, G_1 und G_2 ausgerüstet sind.

Bei der erhitzten Gebläseluft lassen sich lederne Schläuche nicht anwenden und ist daher ein feuerfester Mechanismus zur Düsenstellung nöthig.

Einen solchen Apparat führt Fig. 788 vor Augen. Es enthält hier die mit einem besonderen Mundstücke versehene Düse CD ein Kugelgelenk K, und es ist das außen abgedrehte Ende C derselben mittelst einer Stopf-

Fig. 789.



büchse *E* in dem Ende der bei *B* gekröpften Windleitung *ABF* verschiebbar. Um der Düsenaxe die erforderliche Richtung zu geben, bedarf es natürlich nur einer Drehung des Kugelgelenkes; zum Vor- und Zurückschieben der Düse dient aber die Schraube *FG*, welche die Düse mittelst der Mutter *F* erfaßt, und durch eine Kurbel *H* in Umdrehung gesetzt wird. Endlich ist zum Reguliren der Windmenge noch ein Schieber *S* angebracht, welcher zu beiden Seiten in Falzen liegt, überdies mit einem Liderungskranze bedeckt ist und sich ebenfalls mittelst eines Schrauben- und Kurbelmechanismus *LMO* stellen läßt.

Eine vollkommenere Düsenstellung, welche bei den Freiberger Schmelzhütten in Anwendung gekommmen ist *), wird durch Fig. 789 (a. v. S.) im Aufriß dargestellt. Es ist hier der Windständer *ABC* bei *A* durch zwei Stopfbüchsen so mit der Windleitung verbunden, daß er mittelst einer Schraube *EG* und durch eine Kurbel *GH* vor- und rückwärts geneigt, und folglich dadurch der Düse *D* die erforderliche Lage gegen den Horizont gegeben werden kann. Ferner ist der obere Theil *C* des Ständers durch eine Stopfbüchse und durch Stangen *KL* so mit dem unteren Theile *AB* verbunden, daß er sich mit Hülfe einer Schraube *L* in demselben verschieben und dadurch die ganze Düse *D* höher oder tiefer stellen läßt. Uebrigens kann man durch Drehung des oberen Ständerendes im unteren die Richtung der Düse in horizontaler Ebene nach Erforderniß abändern. Endlich ist die letztere über das Ende der Kropfröhre *C* weggeschoben und läßt sich mittelst des Schraubenmechanismus *MNM* durch Umdrehung der Kurbel *O* vor- und rückwärtsziehen. Noch sieht man in der Abbildung bei *F* die Ofenform und bei *H* den Stellhahn zum Reguliren der Windmenge.

§. 183. **Erhitzte Gebläseluft.** Die Anwendung von erhitzter Gebläseluft hat sich besonders bei der Erzeugung des Roheisens in Hohöfen und nächstdem bei dem Umschmelzen desselben in Kupolöfen, sowie bei der Verarbeitung des Eisens in Frisch- und Schmiedefeuern bewährt. Die durch die erhitzte Gebläseluft dem Ofen zugeführte Wärme bringt daselbst eine höhere Temperatur hervor als bei der Anwendung kalter Gebläseluft erreichbar ist, und wenn, wie dies meistens der Fall ist, die Erwärmung der Gebläseluft durch die sonst nutzlos entweichenden Ofengase geschehen kann, so ist mit der Anwendung von erhitztem Winde eine namhafte Ersparniß an Brennmaterial, bezw. eine vollkommenere Ausnutzung desselben verbunden.

Die Erhitzung des Windes geschieht in der Regel dadurch, daß man den durch das Gebläse beschafften und im Regulator angesammelten Wind durch

*) S. von Herder's Schrift: Die vorzüglichsten Apparate zur Erwärmung der Gebläseluft, Freiberg 1840.

ein System eiserner Röhren strömen läßt, welches von außen den Verbrennungsgasen einer Feuerung ausgesetzt ist. Die Mittheilung der Wärme von den Feuergasen an die das Röhrensystem durchziehende Luft ist dabei ebenso zu beurtheilen, wie die Erhitzung des Wassers in Dampfkesseln, es erfolgt die Wärmeabgabe um so vollkommener, je größer die Oberfläche des Röhrenapparates im Vergleiche mit dem Inhalte desselben ist, und je länger die Luft in diesem Erwärmungsapparate verweilt. Jedenfalls verhält sich die Oberfläche zum Inhalte des Röhrenapparates wie der Umfang p zum Inhalte F des Röhrenquerschnitts, und die Erwärmungszeit bei bestimmter Durchgangsgeschwindigkeit des Windes direct wie die Röhrenlänge l; daher erfolgt die Erwärmung um so besser, je größer das Verhältniß $\frac{p}{F}$ und die Röhrenlänge l ist. Das Verhältniß $\frac{p}{F}$ hat bekanntlich für den kreisförmigen Querschnitt seinen kleinsten Werth, größer ist es für den elliptischen oder rectangulären, auch ist es bei zwei oder mehreren getrennten Flächen größer, als bei einer einzigen Fläche von demselben Querschnitte. Während bei einer einzigen cylindrischen Röhre vom Querschnitte F und dem Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}$$

der Umfang durch

$$p = \pi d = \sqrt{4 \pi F}$$

gegeben ist, hat man bei Anwendung von n gleichen Röhren, welche zusammen denselben Querschnitt F haben, den Durchmesser

$$d' = \sqrt{\frac{4F}{n\pi}},$$

daher den Umfang

$$p' = n \pi d' = \sqrt{n 4 \pi F} = p \sqrt{n}.$$

Deshalb wendet man bei Lufterhitzungsapparaten mit Vortheil statt einer einzigen Röhre ein ganzes System von Parallelröhren an, und wählt auch wohl anstatt des kreisförmigen Querschnitts einen elliptischen, obgleich im letzteren Falle die schwierigere Ausführung und Unterhaltung berücksichtigt werden müssen. Da andererseits der Reibungswiderstand der Luft beim Durchstreichen der Röhre ebenfalls mit der Größe $\frac{p}{F}\, l$ wächst, so ist hierauf natürlich entsprechend zu rücksichtigen, um den Pressungsverlust des Windes nicht unverhältnißmäßig groß werden zu lassen.

Da die eisernen Röhren bei starker Erhitzung leicht durchbrennen und undicht werden, und aus diesem Grunde selten eine höhere Temperatur

der Gebläseluft ermöglichen als etwa 300° C., so hat man sich in neuerer Zeit mehrfach mit Vortheil der feuerfesten Ziegel als Material zur Uebertragung der Wärme von der Feuerluft an die Gebläseluft bedient. Dies geschieht in der Weise, daß man die Verbrennungsgase durch große Behälter oder Kammern führt, welche im Innern beträchtliche Massen feuerfesten Ziegelmaterials enthalten. Das letztere wird dabei durch die hindurchstreichenden heißen Gase bis zum Glühendwerden erhitzt, und bindet vermöge der großen specifischen Wärme der gebrannten Thonwaaren (s. Thl. II) ein bedeutendes Wärmequantum. Wird nun nach gehöriger Erwärmung des Apparats der Durchzug der Feuergase durch denselben unterbrochen, und statt dessen die Gebläseluft vom Windregulator hindurchgeleitet, so erwärmt sich dieselbe in Berührung mit dem glühend heißen Steinmaterial und gelangt als erhitzte Gebläseluft nach dem betreffenden Ofen. Die Wirkung dieser Apparate hat daher eine gewisse Aehnlichkeit mit derjenigen der Regenerationskammern bei den bekannten Siemens'schen Oefen. Selbstverständlich sind zur Erlangung eines ununterbrochenen Ofenbetriebes mehrere solcher Apparate erforderlich, in der Regel hat man deren bei einem Hohofen vier, von denen immer drei durch Feuergase geheizt werden, während der vierte von der Gebläseluft durchstrichen wird. Durch diese Apparate, welche zuerst von Cowper*) angegeben, später von Whitwell**) wesentlich verbessert worden sind, kann man Temperaturen der Gebläseluft von 600° C. und darüber erreichen.

Die Erwärmung eines Röhrenapparates zur Winderhitzung geschieht entweder durch eine besondere Feuerung oder durch die abziehenden Gichtgase, wie dies z. B. bei den Kupolöfen, Flammöfen, Frischfeuern ꝛc. häufig vorkommt. In dem letzteren Falle befindet sich der Röhrenapparat in der Esse oder dem die Verbrennungsprodukte abführenden Fuchse. Bei Schmiedefeuern führt man auch wohl die Gebläseluft durch ein in der gußeisernen Form ausgespartes Canalsystem, bevor sie durch die Düse in das Feuer geleitet wird. Die größeren Erwärmungsapparate, wie sie z. B. für Eisenhohöfen neuerdings fast allgemein in Gebrauch sind, erhalten immer besondere Feuerungen, welche in der Regel durch die aus dem Hohofen entnommenen Gichtgase und nur selten durch Kohlen befeuert werden. Den Ofen, in welchem die Gebläseluft erhitzt wird, stellt man am besten möglichst nahe den Düsen, um die Abkühlung der erhitzten Luft thunlichst zu vermindern; die ersten Winderhitzungsapparate mit Gichtgasen stellte man wohl auf die Ofengicht, wobei ein Emporführen der kalten und Herabführen der erhitzten Gebläseluft nach den Düsen erforderlich war. Neuerdings pflegt man besser die Gichtgase nach den unten aufgestellten Winderhitzungsapparaten zu führen,

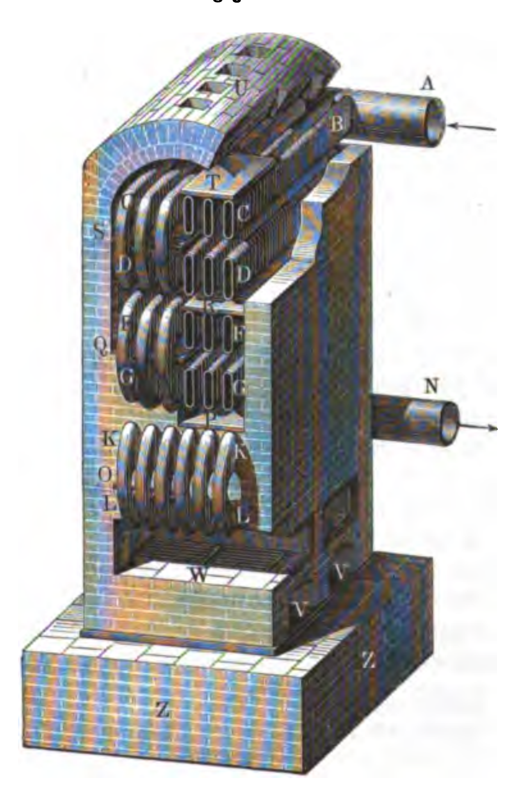
*) Artizan 1860, p. 275.

**) S. Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 402; 1875, S. 684 und 1877, S. 39.

und durch einen kräftig ziehenden Schornstein für die Absaugung der Gichtgase aus dem Hohofen zu sorgen. Bei allen Winderhitzungsapparaten pflegt man das Princip der Gegenstromwirkung zur Anwendung zu bringen, darin bestehend, daß man die zu erwärmende Luft in der den Heizgasen entgegengesetzten Richtung durch den Ofen streichen läßt. Hierbei treten die kältesten Lufttheilchen zunächst auch mit den am wenigsten heißen Ofentheilen in Berührung, und in dem Maße, wie die Luft sich beim Fortschreiten erhitzt, kommt sie auch mit heißeren Ofentheilen zusammen, so daß, wie leicht einzusehen, die Luft den Ofen mit einer höheren Endtemperatur verlassen wird, als der Fall sein würde, wenn beide Fluiden in gleicher Richtung den Ofen durchströmen würden, die Gebläseluft also den Apparat da verließe, wo dessen Theile am wenigsten durch die abgehenden Gase erwärmt sind.

Einen Röhrenapparat zur Erhitzung der Gebläseluft durch directe Feuerung mit Steinkohlen, welcher von der Friedrich-Wilhelms-Hütte bei Siegburg für

Fig. 790.



das Hohofenwerk zu Haßlinghausen construirt worden ist *), zeigt Fig. 790 (a. v. S.). Dieser Apparat besteht aus 36 Röhren von elliptischem Querschnitte, von denen je sechs übereinanderliegende an den Enden durch Krümmer oder Kropfröhren zu einem schlangenförmigen Canale vereinigt sind. Die oberen Enden *B* der so gebildeten sechs Schlangen stehen mit dem Zuführungsrohre *A* für die kalte Gebläseluft in Verbindung, während die unteren Röhrenstücke *L* in das Abführungsrohr *N* für den erhitzten Wind einmünden. Die auf den beiden Rostfeuerungen *W* erzeugten Verbrennungsgase gelangen durch einen vermittelst der Scheidewände *OPQRST* gebildeten schlangenförmigen Canal nach oben und durch die Abzugsöffnungen *U* ins Freie, dabei stets die Heizröhren von außen und zwar derart umspülend, daß der Wind, wie angegeben, zuerst in den oberen Röhren mit den schon abgekühlten und allmälig nach unten mit immer heißeren Gasen in Berührung kommt. Die lichte Weite der Heizröhren beträgt 0,08 und 0,47 m und die Länge des geraden Theils circa 3 m. Die verbindenden Krümmer sind der leichteren Instandhaltung wegen außerhalb des Ofengemäuers angebracht. Die Anordnung ist nicht wesentlich anders, wenn anstatt der Kohlenbefeuerung eine solche mit Hohofengasen vorgenommen wird, indem man in diesem Falle nur dafür zu sorgen hat, daß in die Feuerungen *W* außer den größtentheils aus Kohlenoxydgas bestehenden Gichtgasen die zur vollständigen Verbrennung nöthige atmosphärische Luft geführt wird. Zur besseren Ansaugung der Gase verbindet man dann auch die Abgangsöffnungen *U* sämmtlicher Winderhitzungsapparate durch einen Fuchscanal mit einem gemeinsamen kräftig ziehenden Schornsteine.

Den von Whitwell auf den Thornaby-Werken **) ausgeführten Winderhitzungsapparat nach dem Regenerationsprincip stellen die Figuren 791 und 792 im verticalen und horizontalen Durchschnitte dar. Der aus feuerfesten Ziegeln gebaute, mit einem Eisenmantel umgebene cylindrische Ofen *A* ist im Innern durch eine Mittelmauer *a* und dazu senkrechte Scheidemauern *b* in 14 einzelne Abtheilungen getheilt, welche abwechselnd oben und unten so mit einander in Verbindung stehen, daß die bei *B* eingeführten Gichtgase auf ihrem Wege nach dem Abzugscanale *D* die sämmtlichen Zellen in der Reihenfolge 1, 2, 3 ... 14 durchstreichen können. Durch Schlitze in den Scheidemauern, welche mit der äußeren Atmosphäre communiciren, wird in die einzelnen Zellen die zur Verbrennung des Gases erforderliche Luft eingeführt, wodurch man eine gleichmäßige Verbrennung in allen Zellen und entsprechende Erwärmung des ganzen Apparates erreichen kann. Die Abführung der Verbrennungsproducte geschieht durch die Mündung *D*, welche mit dem Schornsteine durch den Rauchkanal in Verbindung steht. Nachdem

*) Ztschr. deutsch. Ing. 1857.

**) Revue universelle 1869, Lfg. 5 u. 6, und daraus Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 402.

der Apparat hinreichend lange (gewöhnlich 3 Stunden bei vier Apparaten) erhitzt ist, werden die Oeffnungen B und D für die Gase durch Absperrvorrichtungen geschlossen, und nun tritt bei C kalter Wind ein, welcher, nachdem er den Apparat in der entgegengesetzten Richtung 14, 13, 12 ... 1 passirt hat, durch E nach den Düsen entweicht. Die Dauer der Winddurchströmung beträgt etwa eine Stunde, so daß bei vier Apparaten immer drei mit Gas und einer mit Wind betrieben werden. Bei den vier Whitwell'schen Apparaten der Hüttenanlage zu Geisweid beträgt die anfängliche Temperatur des Windes bei stündlichem Wechseln 600° C. und fällt gegen Ende der jedesmaligen Periode auf 550°. Durch gleichzeitige Benutzung von zwei Apparaten läßt sich diese Differenz noch vermindern. Ein Uebelstand der Whitwell-Apparate besteht in der Verunreinigung der Kammern durch den Gichtstaub, welcher von den Gichtgasen aus dem Ofen mitgeführt und in den Kammern abgelagert wird, und welcher beim nachherigen Durchblasen des Windes von diesem wieder durch die Düsen in den Hohofen getrieben wird. Zur möglichsten Vermeidung dieses Uebels sind die Reinigungsluken F angeordnet. Die einzelnen Kammern des Apparates nehmen übrigens, wie aus der Zeichnung ersichtlich, von dem Eintrittspunkte C des kalten nach dem Austritte E des heißen Windes allmälig an Querschnitt zu, um der Ausdehnung der Gebläseluft durch die Erwärmung Rechnung zu tragen.

Fig. 791.

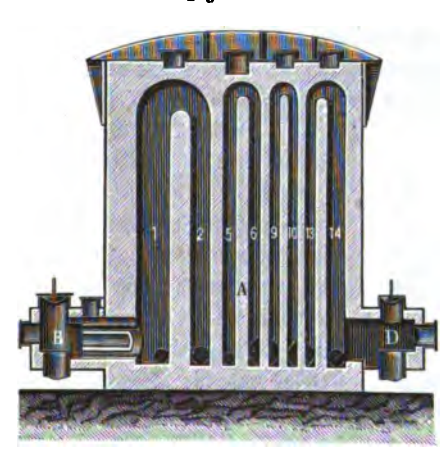
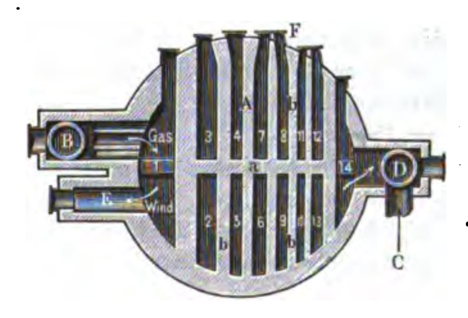


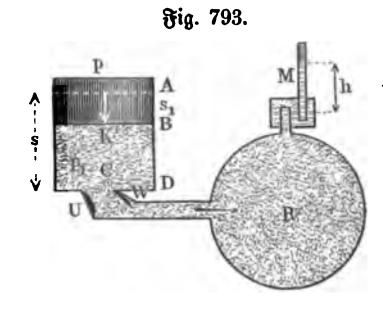
Fig. 792.



§. 184. **Theoretische Arbeit der Gebläse.** Die erste und wesentliche Verrichtung einer Luftbewegungsmaschine, es möge dieselbe ein Windbläser oder ein Wettersauger sein, besteht in einem Zusammendrücken der Luft. Kämen hierbei keine Temperaturveränderungen vor, erfolgte also die Compression der Luft nach dem Mariotte'schen Gesetze, so würde sich der erforderliche Arbeitsaufwand wie folgt ermitteln lassen.

1. Es sei die im Gebläsecylinder C, Fig. 793, befindliche atmosphärische Luft von der Pressung p durch den niedergehenden Kolben K in den Regulator R zu drücken, welcher bereits mit Luft von der größeren Pressung p_1 erfüllt ist. Zuerst legt der Kolben einen gewissen Theil $AB = s_1$ seines ganzen Weges $AD = s$ zurück, wobei noch keine Luft in den Regulator R übertritt, sondern nur eine Zusammendrückung derselben statthat und die Pressung p in p_1 übergeht. Bezeichnet F den Inhalt der Kolbenfläche, so ist der hierzu erforderliche Arbeitsaufwand

Fig. 793.



$$A_1 = F p s Ln \frac{p_1}{p}$$

(s. Bd. I).

Bei Zurücklegung des übrigen Kolbenwegs $s - s_1$ ist der Widerstand der comprimirten Luft constant und zwar für die ganze Kolbenfläche F gleich Fp_1, daher der entsprechende Arbeitsaufwand

$$A_2 = Fp_1 (s - s_1).$$

Nun drückt aber auf der anderen Seite des Kolbens die atmosphärische Luft mit der Kraft Fp und verrichtet bei Zurücklegung des ganzen Kolbenweges die Arbeit $A_0 = Fps$, folglich ist der gesammte Arbeitsaufwand zum Niederdrücken des Kolbens, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse:

$$A = A_1 + A_2 - A_0 = F p s Ln \frac{p_1}{p} + F p_1 (s - s_1) - F p s,$$

oder einfach, da dem Mariotte'schen Gesetze zufolge $ps = p_1 (s - s_1)$, also $A_0 = A_2$ ist,

$$A = F p s Ln \frac{p_1}{p}.$$

Sieht man auch von den Nebenhindernissen beim Rückgange des Kolbens ab, und denkt sich das Saugventil U unendlich leicht, so kann man bei dieser Bewegung die Kräfte auf den beiden Seiten des Kolbens K einander gleich und folglich die hierbei zu verrichtende Arbeit gleich Null setzen, und es bleibt

daher die gesammte mechanische Arbeit zum Comprimiren der Luft von der Dichtigkeit γ auf die Dichtigkeit γ_1, wobei die Spannung p in die Spannung $p_1 = \frac{\gamma_1}{\gamma} p$ übergeht:

$$\text{I. } A = F p s Ln \frac{p_1}{p} = V p Ln \frac{p_1}{p} = V p Ln \frac{b + h}{b},$$

wenn $V = Fs$ das aus dem Gebläsecylinder in den Regulator gepreßte Luftvolumen, b den äußeren Barometer- und h den Manometerstand der in R eingeschlossenen Luft bezeichnet.

Es ist nach dem Mariotte'schen Gesetze

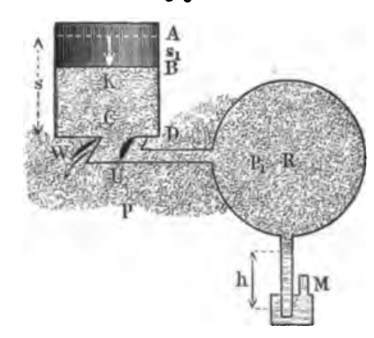
$$F p s = F p_1 (s - s), \text{ oder } V p = V_1 p_1,$$

wenn $V_1 = F (s - s_1)$ das unter der inneren Pressung gemessene, in den Regulator R eingeführte Luftvolumen bezeichnet, und daher auch

$$\text{I}_*. \quad A = V_1 p_1 Ln \frac{p_1}{p} = V_1 p_1 Ln \frac{b + h}{b}.$$

2. Es sei durch Auf- und Niederbewegung des Kolbens K, Fig. 794, aus dem Regulator R, welcher Luft von der kleineren Pressung p_1 enthält, ein gewisses Luftquantum $V_1 = Fs$ in die äußere Luft zu schaffen, welche die größere Pressung p hat. Beim Aufziehen des Kolbens drückt die äußere Luft mit der Kraft Fp der Bewegung entgegen und die innere Luft mit der Kraft Fp_1 in der Richtung der Bewegung, folglich ist der nöthige Arbeitsaufwand:

Fig. 794.



$$A_1 = (Fp - Fp_1)\, s$$
$$= Fs\,(p - p_1) = V_1\,(p - p_1).$$

Um die auf diese Weise in den Gebläsecylinder eingeführte Luft von der Pressung p_1 in die äußere Luft zu schaffen, muß dieselbe erst vom Kolben comprimirt und in die Pressung p versetzt werden, wozu die Arbeit

$$A_2 = V_1 p_1 Ln \frac{p_1}{p}$$

erforderlich ist.

Nach Vollendung dieser Compression, wobei das Luftvolumen V_1 in

$$V = \frac{p_1}{p} V_1$$

übergegangen ist, eröffnet sich das Ausblaseventil W, es wird nun die Luft auf beiden Seiten des Kolbens gleich stark gedrückt und ist folglich ein Arbeitsaufwand zur weiteren Zurückbewegung des Kolbens nicht nöthig.

Ist s_1 der Kolbenweg während der Compression, so hat man noch die mechanische Arbeit, mit welcher die äußere Luft der Compression der inneren zu Hülfe kommt,

$$A_0 = F p s_1,$$

oder, da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$p\,(s - s_1) = p_1 s, \text{ also } p s_1 = (p - p_1)\, s \text{ ist},$$

$$A_0 = F s\,(p - p_1) = V_1\,(p - p_1) = A_1,$$

und es resultirt die gesammte mechanische Arbeit zum Fortschaffen der Luftmenge V_1 aus dem Reservoir in die freie Luft:

$$\text{II. } A = A_1 + A_2 - A_0 = A_2 = V_1 p_1 Ln \frac{p_1}{p} = V p\, Ln \frac{p_1}{p}.$$

Ist h der Manometerstand oder Ueberschuß des äußeren Luftdruckes über dem Druck der im Regulator eingeschlossenen Luft, so hat man noch

$$\frac{p_1}{p} = \frac{b - h}{b},$$

und daher auch

$$\text{II}_*.\ A = V p L n\, \frac{b - h}{b} = V_1 p_1 L n\, \frac{b - h}{b}.$$

Aus der Uebereinstimmung der Formeln unter I, I_*, II und II_* geht hervor, daß der gesammte Arbeitsaufwand zum Ausdehnen einer gewissen Luftmenge genau nach derselben Formel bestimmt wird, wie der zum Comprimiren derselben, und daß nur insofern ein Unterschied vorhanden ist, als der Manometerstand h beim Comprimiren positiv und beim Ausdehnen negativ ist.

§. 185. Die im vorigen Paragraphen entwickelten Ausdrücke zur Berechnung des Arbeitsaufwandes beim Zusammendrücken und Ausdehnen der Luft haben nur dann die zum Gebrauche in der Praxis genügende Genauigkeit, wenn diese Dichtigkeitsveränderung nicht mit einer beträchtlichen Temperaturveränderung verbunden ist, wie es immer vorausgesetzt werden kann, wenn die Spannungsdifferenz $p_1 - p$ nur klein, z. B. noch unter $\frac{p}{20}$ ist, oder wenn diese Dichtigkeitsveränderung so langsam vor sich geht, daß die Wärme, welche im einen Falle frei und im anderen gebunden wird, hinreichend Zeit hat, sich mit der äußeren Luft ins Gleichgewicht zu setzen. Bei der gewöhnlichen Geschwindigkeit der Gebläsekolben möchte allerdings eine solche Wärme-

ausgleichung bei Gebläsen nicht anzunehmen sein, wohl aber giebt es Gebläse und zumal Wettermaschinen, wo der Manometerstand h noch unter 25 mm Quecksilber, also $\frac{p_1 - p}{p}$ kaum größer als $1/_{30}$ ist; bei denselben sind ohne Weiteres die im Vorstehenden entwickelten Formeln anwendbar. Hat man es dagegen mit größeren Manometerständen oder Spannungsunterschieden zu thun, so ist der Einfluß der Wärme auf die Dichtigkeitsveränderung zu groß, als daß er außer Acht gelassen werden könnte und daher bei Bestimmung der mechanischen Arbeit von der in Bd. I, Abschn. VII, Cap. 6 entwickelten Formel

$$\text{III.}\quad A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right) Vp$$

Gebrauch zu machen, in welcher $\varkappa = 1{,}42$ das Verhältniß der specifischen Wärme der Luft bei gleichem Drucke zu der bei gleichem Volumen bezeichnet.

Da bei den meisten Gebläsen, wie z. B. für Eisenhohöfen, der Ueberdruck des Windes nicht ein Drittel Atmosphäre überschreitet, also $\frac{p_1}{p}$ höchstens $4/_3$ ist, so kann man für die Anwendung auf dieselben dem letzten Ausdrucke durch Entwickelung in eine Reihe, von welcher man nur die ersten zwei oder drei Glieder beibehält, eine die Rechnung erleichternde Form geben.

Es ist

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{p_1 - p}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{h}{b}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

$$= 1 + \frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\frac{h}{b} + 1/_2\,\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\left(\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} - 1\right)\left(\frac{h}{b}\right)^2$$

$$+ 1/_6\,\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\left(\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} - 1\right)\left(\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} - 2\right)\left(\frac{h}{b}\right)^3,$$

daher

$$\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right) = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\frac{h}{b} + \frac{\varkappa + 1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b},$$

so daß nun die obige Formel für den Arbeitsaufwand eines Kolbenspieles die Gestalt

$$A = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\frac{h}{b} + \frac{\varkappa + 1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{Vh}{b}\,p$$

annimmt.

Bezeichnet γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so kann man noch $p = b\gamma$ einsetzen, und es geht nun die Leistungsformel in folgende über:

$$\text{III}_*.\quad A = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\frac{h}{b} + \frac{\varkappa + 1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] V h \gamma.$$

Entwickelt man ebenso die erste Leistungsformel (I)

$$A = V p \, Ln \frac{p_1}{p} = V p \, Ln \frac{b + h}{b} = V p \, Ln \left(1 + \frac{h}{b}\right)$$

in eine Reihe u. s. w., so erhält man (s. analytische Hülfslehren in Bd I):

$$A = \left[\frac{h}{b} - {}^1/_2 \left(\frac{h}{b}\right)^2 + {}^1/_3 \left(\frac{h}{b}\right)^3\right] V p$$

$$= \left[1 - {}^1/_2 \frac{h}{b} + {}^1/_3 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Vh}{b} p$$

oder

$$\text{IV.}\quad A = \left[1 - {}^1/_2 \frac{h}{b} + {}^1/_3 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] V h \gamma.$$

Hätte man es mit einer incompressiblen Flüssigkeit, z. B. mit Wasser, zu thun, so würde der Arbeitsaufwand, welcher nöthig ist, um das Flüssigkeitsquantum V in einen Raum zu drücken, worin der Druck um $h\gamma$ größer ist als in dem anfänglichen Raume, durch den einfachen Ausdruck

$$\text{V.}\quad A = V h \gamma$$

bestimmt sein.

Es ist folglich unter gleichen Verhältnissen der Arbeitsaufwand nach der ersten oder Wärmeformel (von Poisson) um

$$\varDelta A = \left[\frac{1}{2\varkappa}\frac{h}{b} - \frac{\varkappa + 1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] V h \gamma,$$

und nach der zweiten, dem Mariotte'schen Gesetze entsprechenden Formel, sogar um

$$\varDelta A_1 = \left[{}^1/_2 \frac{h}{b} - {}^1/_3 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] V h \gamma$$

kleiner als nach der letzteren oder Wasserformel. Nur bei sehr kleinen Manometerständen, z. B. für $\frac{h}{b} = {}^1/_{100}$, geben alle drei Formeln nahe einen und denselben Werth $Vh\gamma$ für L, und zwar denselben, wie für das Heben und Fortschaffen des Wassers.

Setzt man $\varkappa = 1{,}42$, so folgt

$$\varDelta A = \left[0{,}3521 \frac{h}{b} - 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] V h \gamma,$$

z. B. für $\frac{h}{b} = {}^1/_{20}$,

$$\varDelta A = 0{,}0171 \; V h \gamma \text{ und } \varDelta A_1 = 0{,}0242 \; V h \gamma,$$

ferner für $\frac{h}{b} + {}^1/_{10}$,

$$\varDelta A = 0{,}0332\ Vh\gamma \text{ und } \varDelta A_1 = 0{,}0467\ Vh\gamma,$$

für $\frac{h}{b} = {}^1/_5$,

$$\varDelta A = 0{,}0624\ Vh\gamma \text{ und } \varDelta A_1 = 0{,}0867\ Vh\gamma$$

und für $\frac{h}{b} = {}^2/_5$,

$$\varDelta A = 0{,}1088\ Vh\gamma \text{ und } \varDelta A_1 = 0{,}1467\ Vh\gamma.$$

Im letzteren Falle giebt die genaue Wärmeformel:

$$A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\frac{p_1}{p}^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right) Vp = 3{,}381\ [({}^7/_5)^{0{,}2958} - 1]\ {}^5/_2\ Vh\gamma$$
$$= 0{,}8847\ Vh\gamma,$$

folglich

$$\varDelta A = 0{,}1153\ Vh\gamma,$$

und die auf das Mariotte'sche Gesetz basirte Formel:

$$A = VpLn\frac{p_1}{p} = {}^5/_2\ Vh\gamma Ln\frac{b + h}{b} = {}^5/_2\ Vh\gamma Ln\,({}^7/_5)$$
$$= 0{,}8412\ Vh\gamma$$

daher

$$\varDelta A_1 = 0{,}1588\ Vh\gamma.$$

Es läßt sich hiernach ermessen, daß für stärkere Windpressungen, wo $\frac{h}{b}$ größer als ${}^1/_5$ oder h über 150 mm Quecksilbersäule ist, zur Bestimmung des Arbeitsaufwandes die Annäherungsformel

$$A = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\frac{h}{b} + \frac{\varkappa + 1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Vh\gamma$$

nicht mehr ausreicht, und daher die Grundformel

$$A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right) Vp$$
$$= 3{,}381\left[\left(\frac{b + h}{b}\right)^{0{,}2958} - 1\right] Vp$$

in Anwendung zu bringen ist.

Wenn die Gebläsemaschine pro Minute n Füllungen Wind in den Regulator drückt, so ist das von derselben pro Secunde gelieferte theoretische Windquantum

$$Q = \frac{n}{60} V = \frac{n}{60} F s,$$

und ebenso die theoretische Leistung dieser Maschine:

$$L = \frac{n}{60} A = 3,381 \left[\left(\frac{b + h}{b}\right)^{0,2958} - 1\right] Q p,$$

annähernd

$$= \left[1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma.$$

Besteht die ganze Gebläsemaschine aus n_1 einfach-wirkenden Kolben, wovon jeder pro Minute n_2 Spiele macht, so ist $n = n_1 n_2$, besteht sie aber aus n_1 doppelt-wirkenden Kolben, welche sowohl beim Hin- als auch beim Rückgange Luft in den Regulator drücken, so ist $n = 2 n_1 n_2$, daher auch im ersten Falle

$$Q = \frac{n V}{60} = \frac{n F s}{60} = \frac{n_1 n_2}{60} F s,$$

und im zweiten

$$Q = \frac{n_1 n_2}{30} F s.$$

Hat man es mit einem Exhaustor oder Wettersauger zu thun, welcher das Luftquantum Q pro Secunde von der Pressung $p_1 = (b - h) \gamma$ in die äußere Luft, deren Pressung $p = b \gamma$ ist, drückt, so ist die erforderliche Leistung

$$L = 3,381 \left[1 - \left(\frac{b - h}{b}\right)^{0,2958}\right] Q p,$$

annähernd

$$= \left[1 - 0,3521 \left(\frac{h}{b}\right) + 0,2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma,$$

wie bei der Compression zu setzen.

Beispiel 1. Ein Hohofengebläse arbeitet mit zwei doppeltwirkenden Kolben von 1,2 m Durchmesser, wovon jeder pro Minute 10 Spiele von je 1 m Hub macht, und, bei einer äußeren Luftpressung von 750 mm, Wind von 900 mm Pressung erzeugt. Wie groß ist der erforderliche theoretische Arbeitsaufwand pro Secunde?

Es ist hier $n_1 = 2$ und $n_2 = 10$, ferner

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 1,131 \text{ qm},$$

und $s = 1$ m, daher das pro Secunde erzeugte Windquantum

$$Q = \frac{n_1 n_2}{30} F s = \frac{2 \cdot 10}{30} 1,131 = 0,754 \text{ cbm}.$$

Nun ist noch

$$h = 0,900 - 0,750 = 0,150 \text{ m}$$

und das specifische Gewicht des Quecksilbers $\gamma = 13,6$, daher folgt die gesuchte Arbeit, wenn man die Luft als incompressible Flüssigkeit behandelt:

$$Q h \gamma = 0,754 \,.\, 0,150 \,.\, 13600 = 1538,2 \text{ mkg} = 20,51 \text{ Pferdekräfte.}$$

Wegen der mit der Vergrößerung des Druckes verbundenen Dichtigkeitsveränderung ist aber die gesuchte theoretische Leistung

$$L = \left[1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma$$

$$= \left[1 - 0,3521 \frac{150}{750} + 0,2000 \left(\frac{15}{75}\right)^2\right] 1538,2$$

$$= 0,9376 \,.\, 1538,2 = 1442,2 \text{ mkg} = 19,23 \text{ Pferdekräfte.}$$

Beispiel 2. Eine Wettermaschine besteht aus zwei einfach-wirkenden Kolben von je 3 m Durchmesser, welche bei 2 m Hub pro Minute 12 Spiele machen und mit einem Ueberdruck von 0,1 m Wassersäule (auf der Seite der äußeren Luft) arbeiten. Wie groß ist die theoretische Wettermenge, welche von dieser Maschine in der Secunde weggesaugt wird, und wie groß ist der hierzu nöthige theoretische Arbeitsaufwand?

Es ist hier

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 7,069 \text{ qm},$$

folglich das Wetterquantum pro Secunde:

$$Q = \frac{n_1 n_2}{60} F s = \frac{2 \,.\, 12}{60} 7,069 \,.\, 2 = 5,655 \text{ cbm.}$$

Wäre nun noch der äußere Barometerstand 750 mm Quecksilber = 10,2 m Wassersäule, so hätte man

$$\frac{h}{b} = \frac{0,1}{10,2} = 0,0098,$$

und daher den erforderlichen Arbeitsaufwand, da $h = 0,1$ m und $\gamma = 1000$ kg, also $h\gamma = 100$ gesetzt werden kann:

$$L = \left(1 - 0,3521 \frac{h}{b}\right) Q h \gamma = (1 - 0,00345)\; 5,655 \,.\, 100$$

$$= 563,5 \text{ mkg} = 7,51 \text{ Pferdekräfte.}$$

Der schädliche Raum. In Folge des schädlichen Raumes und der unvollkommenen Beweglichkeit der Ventile nehmen die Kolbengebläse und Ventilatoren pro Kolbenschub eine Luftmenge auf, deren Volumen V noch etwas kleiner ist als der vom Kolben durchlaufene Raum; es ist daher auch bei Beurtheilung der Leistung eines solchen Gebläses der hieraus erwachsende Windverlust noch in Betracht zu ziehen. Es sei wieder F der Inhalt der Kolbenfläche AB, Fig. 795 (a. f. S.); ferner bezeichne σ_1 die Höhe $DG = CE$ des schädlichen Raumes im Cylinder, sowie F_2 den Querschnitt und l_2 die Länge des schädlichen Raumes in der Ventilkammer L. Dann ist die nach Zurücklegung des Kolbenschubes $AD = BC = s$ in der Gebläsemaschine AEL zurückbleibende Windmenge §. 186.

$$V_1 = F\sigma_1 + F_2 l_2,$$

oder, wenn man dieselbe, wie in Bd. II, $= F\sigma$ setzt, die auf die Kolbenfläche reducirte Höhe des ganzen schädlichen Raumes:

$$\sigma = \frac{V_1}{F} = \sigma_1 + \frac{F_2}{F} l_2.$$

Da das zurückbleibende Windquantum $F\sigma$ die innere Pressung p_1 hat, so wird sich beim darauf erfolgenden Zurückgange des Kolbens das Saugventil M nicht sogleich eröffnen, sondern es wird sich diese abgesperrte Luft erst so weit ausdehnen müssen, bis sie die Pressung p der äußeren Luft angenommen hat. Der Weg $CH = DK = \lambda$, welchen hierbei der Kolben zurücklegt, ist bestimmt durch die Mariotte'sche Formel

Fig. 795.

$$\frac{\sigma + \lambda}{\sigma} = \frac{p_1}{p},$$

und daher

$$\lambda = \left(\frac{p_1}{p} - 1\right) \sigma$$

$$= \left(\frac{b + h}{b} - 1\right) \sigma = \frac{h}{b} \sigma.$$

Bei dem übrigen Kolbenwege $s - \lambda$ strömt die Luftmenge

$$F(s - \lambda) = F\left(s - \frac{h}{b}\sigma\right) = Fs\left(1 - \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}\right)$$

in den Gebläsecylinder; es findet daher in Folge der Ausdehnung der Luft im schädlichen Raume der Windverlust

$$W = \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s} Fs,$$

also relativ, im Vergleich zum theoretischen Windquantum:

$$\frac{W}{V} = \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}$$

statt.

Wenn wir oben das theoretische Luftquantum eines Gebläses pro Secunde

$$Q = \frac{n}{60} Fs$$

gesetzt haben, so folgt hiernach das effective Windquantum gemessen unter dem äußeren Drucke p:

$$Q_1 = \frac{n}{60} Fs\left(1 - \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}\right).$$

Es wächst also der aus dem schädlichen Raume hervorgehende Windverlust wie die Höhe σ dieses Raumes und wie der erzeugte Ueberdruck oder der Manometerstand h. Bei Gebläsen von niedrigem Drucke, wo z. B. $\frac{h}{b} = {}^1/_{20}$ ist, fällt überhaupt dieser Verlust unbedeutend klein aus, denn stiege $\frac{\sigma}{s}$ auf ${}^1/_{10}$, so wäre dieser Verlust doch nur ${}^1/_{20} \cdot {}^1/_{10} = {}^1/_{200}$, d. i. ${}^1/_2$ Procent der geometrischen oder theoretischen Windmenge.

Da bei dem Durchlaufen des Weges $CH = DK = \lambda$ die abgesperrte Luft mit einer stärkeren Kraft auf den Kolben drückt als die äußere Luft, so erfordert hierbei der Kolben nicht nur keine Kraft, sondern es nimmt derselbe von der sich allmälig bis zur Spannung der äußeren Luft ausdehnenden, im schädlichen Raume abgesperrten Luft das Arbeitsquantum

$$F\sigma p_1 Ln \frac{p_1}{p} = F\sigma p_1 Ln \frac{b+h}{h}$$

auf, so daß das resultirende Arbeitsquantum pro Spiel

$$A = F(s+\sigma)\,p\,Ln\frac{p_1}{p} - F\sigma p_1 Ln\frac{p_1}{p}$$

$$= [Fsp - F\sigma(p_1 - p)]\,Ln\frac{p_1}{p} = Fp\left(s - \frac{h}{b}\sigma\right) Ln\frac{p_1}{p}$$

$$= Fp\,(s-\lambda)\,Ln\frac{b+h}{b}$$

genau dasselbe ist, welches theoretisch dem gelieferten Windquantum $V = F(s-\lambda)$ entspricht.

Aehnlich ist das Verhältniß bei dem Luftsauger. Hier ist beim tiefsten Kolbenstande CD der schädliche Raum mit atmosphärischer Luft angefüllt, und es ist der Weg $CH = DK = \lambda$, welchen der Kolben bei geschlossenem Saugventile V zurücklegt, bestimmt durch die Formel

$$\frac{\sigma+\lambda}{\sigma} = \frac{b}{b-h},$$

so daß

$$\lambda = \left(\frac{b}{b-h} - 1\right)\sigma = \frac{h}{b-h}\,\sigma$$

ausfällt.

Es ist also hier das Verhältniß des Luftverlustes zu dem geometrischen Windquantum:

$$\frac{W}{V} = \frac{\lambda}{s} = \frac{h}{b-h}\,\frac{\sigma}{s},$$

und das effective Luftquantum, gemessen unter dem inneren Drucke p_1:

$$Q_1 = \frac{n}{60} F (s - \lambda) = \frac{n}{60} F s \left(1 - \frac{h}{b - h} \frac{\sigma}{s}\right).$$

Da $\frac{h}{b-h}$ größer als $\frac{h}{b}$ ist, so fällt dieser Verlust an Luftmenge, unter übrigens gleichen Umständen und Verhältnissen, bei den Luftsaugern größer aus als bei den Luftbläsern. Für

$$\frac{h}{b - h} \frac{\sigma}{s} = 1,$$

d. i. für

$$h = \frac{s}{s + \sigma} b$$

oder

$$\sigma = \frac{b - h}{h} s$$

ist sogar Q_1 = Null, weil dann erst am Ende des Kolbenschubes der Druck der im schädlichen Raume abgesperrten Luft,

$$\frac{\sigma}{s + \sigma} b = \frac{\sigma}{s} h = b - h$$

ist, und sich folglich das Saugventil M gar nicht eröffnet. Diesem Luftverluste entsprechend erwächst aber auch hier wieder ein Arbeitsgewinn, indem der Kolben am Anfange des Aufganges noch nicht die ganze Kraft auszuüben hat, sondern dieselbe erst dann den Werth $Fh\gamma$ annimmt, wenn der Kolben den Weg

$$\lambda = \frac{h}{b - h} \sigma$$

zurückgelegt hat. Es ist deshalb auch bei dem Luftsauger die Arbeit pro Spiel

$$A = Fp_1 (s - \lambda) Ln \frac{p_1}{p} = Fp_1 \left(s - \frac{h}{b-h} \sigma\right) Ln \frac{b}{b-h}$$

zu setzen.

Wenn nun bei den vorstehenden Entwickelungen nur das einfache Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt ist, so ist doch, da es sich hier nur um die Ausmittelung einer kleinen Correction handelt, zu erwarten, daß die Ergebnisse derselben eine für die Praxis hinreichende Genauigkeit gewähren.

Aus diesem Grunde kann man auch in der Folge, wie oben, das erforderliche Arbeitsquantum eines Gebläses pro Secunde

$$L = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma$$

setzen, wenn nur das fortgeschaffte Luftquantum pro Secunde

$$Q = \frac{nF}{60}(s - \lambda),$$

und zwar für Luftbläser

$$Q = \frac{nFs}{60}\left(1 - \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}\right)$$

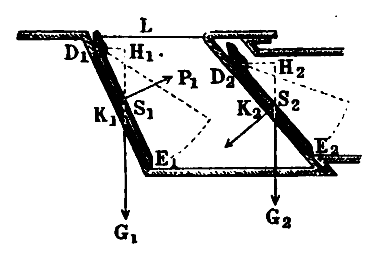
und für Luftsauger

$$Q = \frac{nFs}{60}\left(1 - \frac{h}{b-h}\frac{\sigma}{s}\right)$$

eingeführt wird, wobei jedoch nicht außer Acht zu lassen ist, daß dieses Luftvolumen im ersten Falle unter dem äußeren Drucke (b), und im letzteren unter dem inneren Drucke ($b - h$) zu messen ist.

Verluste durch die Ventile. Einen beachtungswerthen Arbeitsverlust erleidet ein Gebläse noch dadurch, daß sich die Ventile nur bei einem gewissen Ueberdrucke eröffnen, so daß der Druck der Luft im Gebläsecylinder während des Einsaugens kleiner ist als der äußere Luftdruck, und dagegen während des Ausblasens größer ausfällt als der Druck im Regulator oder in der Windleitung. Bezeichnet G_1 das Gewicht des Saugventiles D_1E_1, Fig. 796, und b_1 den Hebelarm D_1H_1 desselben sowie G_2 das Gewicht des Blaseventiles D_2E_2 und b_2 den Hebelarm D_2H_2 desselben, so ist das Moment zum Eröffnen des einen durch G_1b_1, sowie das zum Eröffnen des anderen durch G_2b_2 ausgedrückt. **§. 187.**

Fig. 796.



Bezeichnet ferner F_1 den Inhalt des Querschnittes der Saugmündung, F_2 den der Blasemündung, ferner a_1 den Abstand D_1K_1 der Mitte K der ersteren Mündung von der Drehungsaxe D, sowie a_2 den der zweiten Mündung, so hat man für den durch die Höhe z_1 einer Flüssigkeitssäule von der Dichtigkeit γ gemessenen Ueberdruck im ersteren Falle:

$$F_1 z_1 \gamma a_1 = G_1 b_1,$$

daher

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma},$$

und im zweiten Falle:

$$F_2 z_2 \gamma a_2 = G_2 b_2,$$

daher

$$z_2 = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2 \gamma}.$$

Es ist also während des Einsaugens der Druck im Gebläsecylinder nicht $b\gamma$, sondern $(b - z_1)\gamma$, und dagegen während des Ausblasens derselbe nicht $(b + h)\gamma$, sondern $(b + h + z_2)\gamma$, und nun leicht zu ermessen, daß aus diesen Ueberdrücken sowohl ein Verlust an Windmenge, als auch ein solcher an mechanischer Arbeit erwächst. Um diese Verluste thunlichst herabzuziehen, muß man die Ventile möglichst leicht und die Hebelarme ihrer Gewichte möglichst klein machen. Aus letzterem Grunde soll man die Ventile nicht horizontal legen, sondern in geneigter Lage aufhängen.

Das beim Kolbenaufgange eingenommene Luftquantum ist, ohne Rücksicht auf den Verlust durch den schädlichen Raum, $V = Fs$, und hat die Pressung $(b - z_1)\gamma$; es ist folglich das auf den äußeren Luftdruck $b\gamma$ reducirte Luftquantum:

$$V_1 = \frac{b - z_1}{b} V = \left(1 - \frac{z_1}{b}\right) Fs,$$

und daher der Windverlust in Folge des Ueberdruckes z_1:

$$V - V_1 = \frac{z_1}{b} Fs = \frac{z_1}{b} V.$$

Die Kraft, mit welcher die Luft im Cylinder den Kolben aufzuschieben sucht, ist $F(b - z_1)\gamma$, und daher die von derselben verrichtete Arbeit

$$A_1 = Fs\,(b - z_1)\gamma.$$

Die Arbeit beim Zusammendrücken der Luft, wobei $b - z_1$ in $b + h + z_2$ übergeht, ist

$$A_2 = Fs\,(b - z_1)\gamma\, Ln\, \frac{b + h + z_2}{b - z_1},$$

und die beim hierauf erfolgenden Ausblasen:

$$A_3 = F\,(s - s_1)\,(b + h + z_2)\gamma;$$

und da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$(s - s_1)\,(b + h + z_2) = s\,(b - z_1)$$

ist, so hat man auch

$$A_1 = A_3.$$

Daher ist der ganze Arbeitsbedarf während eines Kolbenschubes, wobei das Luftvolumen

$$V_1 = \left(1 - \frac{z_1}{b}\right) Fs$$

aus der Pressung b in die Pressung $b + h$ gebracht wird,

$$A = A_2 + A_3 - A_1 = Fs\,(b - z_1)\gamma\, Ln\, \frac{b + h + z_2}{b - z_1}.$$

Nun ist aber annähernd

$$\frac{b + h + z_2}{b - z_1} = \frac{b + h}{b} + \frac{z_1 + z_2}{b},$$

daher läßt sich auch nach einigen Vernachlässigungen, wenn man für einen kleinen Werth von x annähernd

$$Ln\,(1 + x) = x$$

setzt:

$$A = F s b \gamma\, Ln \left(\frac{b + h}{b} + \frac{z_1 + z_2}{b}\right) - F s z_1 \gamma\, Ln \frac{b + h}{b}$$

$$= F s b \gamma \left[Ln \frac{b + h}{b} + \frac{z_1 + z_2}{b + h}\right] - F s z_1 \gamma \frac{h}{b}$$

setzen, d. i.:

$$A = F s b \gamma\, Ln \frac{b + h}{b} + F s \gamma \left(\frac{b}{b + h}(z_1 + z_2) - \frac{h}{b} z_1\right),$$

oder, wenn man noch im letzten Gliede $\frac{h}{b}$ vernachlässigt,

$$A = F s b \gamma\, Ln \frac{b + h}{b} + F s (z_1 + z_2) \gamma$$

$$= V p\, Ln \frac{b + h}{b} + V (z_1 + z_2) \gamma.$$

Bei dem Luft- oder Wettersauger findet ein ganz ähnliches Verhältniß statt.

Während des Einsaugens der Luft aus dem Regulator in den Cylinder ist die Pressungshöhe der Luft in letzterem $b - h - z_1$, folglich das Luftquantum pro Schub, reducirt auf die Pressung $b - h$ im Reservoir:

$$V_1 = \frac{b - h - z_1}{b - h} F s$$

und der Windverlust

$$V - V_1 = \frac{z_1}{b - h} F s = \frac{z_1}{b - h} V.$$

Die Kraft, mit welcher die Luft den Kolben auf- oder fortzuschieben sucht, ist $F (b - h - z_1) \gamma$, und die entsprechende Arbeit

$$A_1 = F s (b - h - z_1) \gamma.$$

Beim Rückgange des Kolbens ist dagegen die Arbeit zum Comprimiren von $b - h - z_1$ auf $b + z_2$:

$$A_2 = F s (b - h - z_1) \gamma\, Ln \frac{b + z_2}{b - h - z_1},$$

und die Arbeit zum Ausblasen in die freie Luft:

$$A_3 = F (s - s_1)(b + z_2) \gamma.$$

Nun hat man aber noch

$$(s - s_1)(b + z_2) = s(b - h - z_1),$$

also $A_3 = A_1$, daher folgt das gesammte Arbeitsquantum pro Spiel:

$$A = A_2 + A_3 - A_1 = A_2 = Fs(b - h - z_1)\gamma Ln \frac{b + z_2}{b - h - z_1}.$$

Wenn man wieder

$$\frac{b + z_2}{b - h - z_1} = \frac{b}{b - h} + \frac{z_1 + z_2}{b - h}$$

setzt, u. s. w., so folgt:

$$A = Fs(b - h)\gamma Ln \frac{b}{b - h} + Fs\gamma \frac{b - h}{b}(z_1 + z_2),$$

oder, wenn man im letzten Gliede $\frac{h}{b}$ vernachlässigt,

$$A = V(b - h)\gamma Ln \frac{b}{b - h} + V(z_1 + z_2)\gamma$$

$$= Vp_1 Ln \frac{b}{b - h} + V(z_1 + z_2)\gamma.$$

Es ist also der Arbeitsverlust, welcher aus dem Widerstande der Ventile hervorgeht, sowohl bei den Luftsaugern als auch bei den Luftbläsern:

$$\triangle A = V(z_1 + z_2)\gamma = V\left(\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\right).$$

Wenn man die Nutzleistung durch die schärfere Formel ausdrückt, so kann man folglich die erforderliche Leistung eines Gebläses pro Secunde

$$L = \left(\left[1 - 0{,}3521\frac{h}{b} + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]h\gamma + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\right) Q$$

setzen.

Beispiel. Bei dem Barometerstande $b = 750$ mm ist der Manometerstand eines Gebläses $h = 80$ mm, das Ventilgewicht pro Quadratmeter Ventilmündung

$$\frac{G_1}{F_1} = \frac{G_2}{F_2} = 50 \text{ kg}$$

und der Hebelarm dieses Gewichtes Ein Viertel der Ventilbreite, also

$$\frac{b_1}{a_1} = \frac{b_2}{a_2} = 1/4,$$

daher die zur Bewegung desselben erforderliche Leistung pro Secunde:

$$L = \left(\left[1 - 0{,}3521\frac{80}{750} + 0{,}2000\left(\frac{80}{750}\right)^2\right]0{,}08 \,.\, 13600 + 50 \cdot \frac{1}{4} + 50 \cdot \frac{1}{4}\right) Q$$

$$= (0{,}9648 \,.\, 1088 + 25)\, Q = 1074{,}7\, Q \text{ mkg}.$$

Ist noch der Inhalt der Kolbenfläche $F = 1{,}2$ qm und die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = 0{,}9$ m, so hat man das theoretische Windquantum gemessen unter dem äußeren Luftdrucke:

$$Q = F v = 12 \,.\, 0{,}9 = 1{,}08 \text{ cbm},$$

daher den Windverlust wegen der Ventilgewichte

$$\triangle Q = \frac{z_1}{b} Q = \frac{50\, Q}{4\, b\, \gamma} = \frac{50}{4 \,.\, 0{,}750 \,.\, 13600} Q = 0{,}00122\, Q = 0{,}0012 \text{ cbm},$$

also sehr unbedeutend, und endlich die Leistung

$$L = 1074{,}7 \,.\, 1{,}08 = 1160{,}7 \text{ mkg} = 15{,}48 \text{ Pferdekräfte.}$$

Andere und größere Windverluste erwachsen den Kolbengebläsen mit Ventilen aus dem Entweichen des Windes während des Zuschlagens und in Folge des undichten Abschließens der Ventile. Es fließt natürlich bei dem Zuschlagen des Saugventils eine gewisse Windmenge wieder aus dem Cylinder zurück in die freie Luft, und ebenso beim Zuschlagen des Blasenvetils eine gewisse Windmenge aus dem Regulator zurück in den Cylinder; da ferner die Gebläseventile nicht ganz luftdicht abschließen, so strömt auch während des Ansaugens etwas Wind aus dem Regulator zurück in den Cylinder, und entweicht ebenso beim Ausblasen ein Theil des Windes aus dem Cylinder in die freie Luft. Deshalb ist denn auch bei diesen Gebläsen die effective Windmenge pro Secunde, gemessen unter dem äußeren Luftdrucke, nur

$$Q_1 = \chi Q = 0{,}60\, Q \text{ bis } 0{,}75\, Q$$

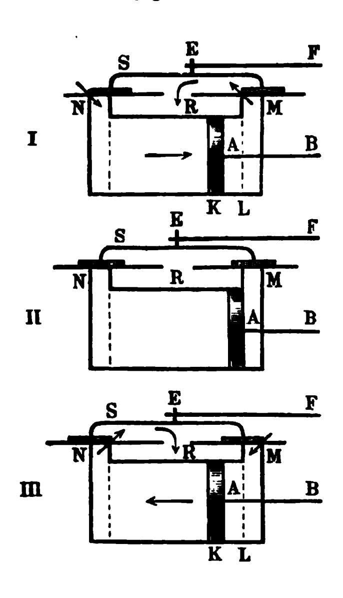
in Ansatz zu bringen.

An diesem Verluste hat, wie aus dem Obigen (§. 187) hervorgeht, der sogenannte schädliche Raum den kleinsten Antheil. Derselbe ist bei den gewöhnlichen Kolbengebläsen mit Ventilen von gar keinem Belang, denn am Ende reducirt sich der ganze Verlust, welchen derselbe verursacht, auf die Arbeit zur Ueberwindung der Nebenhindernisse, zumal der Kolbenreibung, bei Durchlaufung des Kolbenweges λ, welcher nach dem Mariotte'schen Gesetze $= \frac{h}{b} \sigma$, und nach dem Poisson'schen Gesetze sogar nur $= \frac{h}{\varkappa b} \sigma$ $= 0{,}704 \frac{h}{b} \sigma$ zu setzen ist.

§. 188. **Verluste durch die Schieber.** Ganz anders ist aber der Einfluß des schädlichen Raumes auf die Wirkung des Gebläses bei den Kolbengebläsen mit Schiebersteuerung. Um eine genaue Einsicht in die Wirkungsweise eines solchen Gebläses zu erlangen, denken wir uns den Gebläsekolben K und Schieber in drei auf einander folgenden Stellungen I, II und III, Fig. 797, wobei der erstere nahe am Ende und der letztere nahe in

der Mitte seines Weges befindlich ist. In der Stellung I ist der Kolben auf dem Wege von links nach rechts begriffen, in der Stellung II ist er am Ende seines Weges, und in der wieder mit I zusammenfallenden Stellung III hat er bereits seinen Weg von rechts nach links angetreten, wogegen sich der Schieber in allen drei Stellungen von rechts nach links bewegt. In dem Augenblicke, in welchem der Kolben in die Stellung I gelangt, werden die Zugänge M und N zu dem Gebläsecylinder von den beiden Schieberdecken versperrt, und es hört nun sowohl links das Einsaugen als auch rechts das Ausblasen der Luft in den Regulator R auf. Während nun der Schieber aus der Stellung I in die Stellung II übergeht, sind beide Cylinderzugänge verschlossen und es legt der Kolben K den letzten Theil $KL = s_1$ seines Weges zurück, ohne daß Luft eingesaugt noch ausgeblasen wird.

Fig. 797.



Dieses Absperren der Cylinderzugänge dauert noch fort, während der Schieber aus II in III übergeht und der Kolben wieder in die erste Stellung (I) zurückkehrt, wobei die abgesperrte Luft auf beiden Seiten wieder in den ersten Dichtigkeitszustand zurückgeführt wird. Bei der fortgesetzten Bewegung des Schiebers von rechts nach links sind beide Luftwege eröffnet, und es schiebt der ebenfalls von rechts nach links gehende Kolben K die auf der linken Seite abgesperrte Luft durch N in den Regulator, und saugt auf der rechten Seite von außen durch M frische Luft ein. Dieses Ausblasen und Einsaugen findet in der folgenden Stellung, wo der Kolben in der Mitte seines Weges ist und die Cylinderzugänge ganz eröffnet sind, am vollkommensten statt.

Bezeichnet wieder F die Kolbenfläche, s den Kolbenhub und σ die reducirte Höhe des schädlichen Raumes, so ist bei der Stellung III das Luftvolumen im Raume links:

$$C_1 = F(s - s_1 + \sigma),$$

und das im Raume rechts, reducirt auf den äußeren Luftdruck:

$$C_2 = F(s_1 + \sigma)\frac{b + h}{b}.$$

Bei der nächsten Absperrung der Luftwege ist die Stellung des Schiebers wie in I, und die des Kolbens in Hinsicht auf I entgegengesetzt, folglich auch das links im Cylinder zurückbleibende Luftvolumen, reducirt auf den äußeren Luftdruck,

$$C_2 = F\,(s_1 + \sigma)\,\frac{b + h}{b},$$

sowie das rechts im Cylinder angesaugte Luftvolumen

$$C_1 = F\,(s - s_1 + \sigma),$$

daher die pro Kolbenschub eingesaugte und ausgeblasene Luftmenge, gemessen unter dem äußeren Luftdrucke:

$$V_1 = C_1 - C_2 = F\left(s - s_1 + \sigma - (s_1 + \sigma)\,\frac{b + h}{b}\right),$$

d. i.

$$V_1 = F\left(s - 2\,s_1 - (s_1 + \sigma)\,\frac{h}{b}\right),$$

und der entsprechende Windverlust:

$$V - V_1 = F\left(2\,s_1 + (s_1 + \sigma)\,\frac{h}{b}\right).$$

Das bei der Stellung III durch M abgesperrte Luftvolumen $F(s_1 + \sigma)$ geht bei der weiteren Fortbewegung des Schiebers durch Ausblasen in die freie Luft aus der Pressung $b + h$ in die Pressung b über, wobei das Windquantum

$$\triangle V = F\,(s_1 + \sigma)\,\frac{b + h}{b} - F\,(s_1 + \sigma) = F\,\frac{h}{b}\,(s_1 + \sigma)$$

ganz verloren geht.

Auch tritt insofern noch eine Unregelmäßigkeit in der Winderzeugung des Schiebergebläses ein, als anfangs, bei Eröffnung der Luftwege, wo der Schieber aus der Stellung III in die nächst folgende übergeht, Wind aus dem Regulator zurück in den Cylinderraum strömt.

Die mechanische Arbeit, welche das Schiebergebläse zur Erzeugung der Windmenge

$$F\left(s - 2 s_1 - (s_1 + \sigma)\,\frac{h}{b}\right)$$

erfordert, ist daher:

$$A = \left[1 - 0{,}3521\,\frac{h}{b} + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] F(s - 2\,s_1)\,h\gamma.$$

Der im Vorstehenden gefundene Windverlust und das gedachte nachtheilige Zurückströmen des Windes aus dem Regulator in den Cylinder lassen sich dadurch herabziehen, daß man den Schieber nicht genau seine mittlere

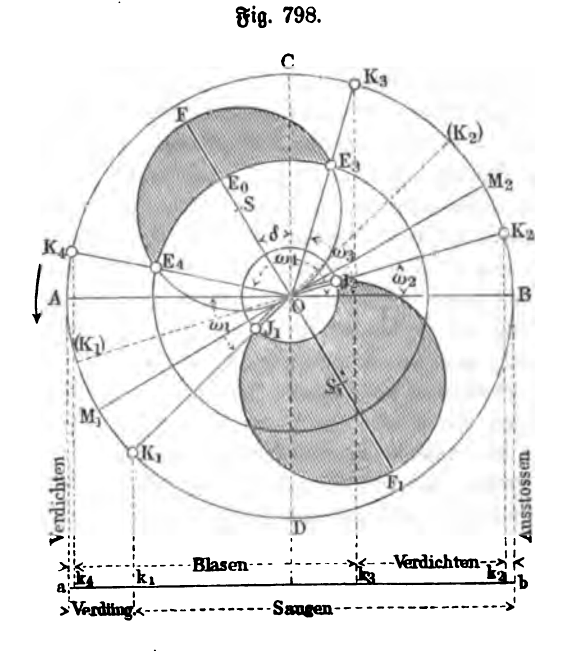
Stellung einnehmen läßt, wenn der Kolben am Ende seines Weges ist, sondern daß man denselben gegen die Kolbenbewegung etwas zurückbleiben läßt, und die Luftwege *M* und *N* von dem Schieber gerade in denjenigen Augenblicken öffnen läßt, in welchen die Pressung der Luft in dem Cylinder den Betrag der Pressung in der Windleitung bezw. in der Saugröhre erreicht hat. In welcher Art dies erreicht werden kann, wird im Folgenden gezeigt werden.

§. 189. **Schieberbewegung.** Die Bewegung des Gebläseschiebers geschieht durch ein Kreisexcentrik oder durch eine Kurbel in derselben Weise, wie die Bewegung des Dampfvertheilungsschiebers bei einer Dampfmaschine. Eine rotirende Welle zur Aufnahme dieses Excenters ist bei den schnell laufenden Schiebergebläsen immer vorhanden, da man auch in den Fällen, in welchen der Dampfkolben den mit ihm auf gemeinschaftlicher Kolbenstange befindlichen Gebläsekolben direct bewegt, doch eine Hülfsrotationswelle anordnen wird. Hinsichtlich der Vertheilung der Luft durch den Gebläseschieber gelten dieselben Gesetze, welche in Bezug der Dampfvertheilung durch den Steuerungsschieber der Dampfmaschinen in Thl. II näher untersucht worden sind. Insbesondere ersieht man leicht aus der Betrachtung des Vorganges bei jeder beliebigen Dampfmaschine, daß die letztere wie eine Gebläsemaschine functioniren wird, sobald man ihre Kurbel durch eine äußere Kraft entgegengesetzt derjenigen Richtung umdreht, in welcher sie durch den Einfluß des Dampfes bewegt werden würde. Diese Bemerkung wurde bereits in §. 82 bei Besprechung der Wirkung von Contredampf in den Locomotivmaschinen gemacht, wo die lebendige Kraft des bewegten Trains eine Drehung der Triebwelle nach vorwärts bewirkt, obwohl der Dampf in Folge der Umstellung der Coulisse die Maschine rückwärts zu bewegen strebt. Es ist leicht ersichtlich, daß während eines solchen Bewegungszustandes der Dampfkolben in jeder Kurbelstellung das vor ihm befindliche Fluidum durch die Dampfeintrittscanäle in den Kessel hineinpreßt, während der Raum hinter dem Kolben sich durch Saugwirkung mit Luft aus dem Canale füllt, durch welchen im normalen Gange der Dampfmaschine die gebrauchten Dämpfe entweichen. Es geht daraus hervor und wurde auch in §. 82 an dem Diagramme Fig. 384 erläutert, daß während desjenigen Kolbenweges, während dessen bei der Dampfmaschine Dampfzutritt stattfindet, nunmehr ein Fortpressen von Luft bewirkt wird, ebenso wie auf der anderen Kolbenseite genau auf demjenigen Wege eine Saugwirkung auftritt, während dessen bei der Dampfmaschine der abgehende Dampf entlassen wird. In gleicher Art findet man, daß bei abgeschlossenen Canalmündungen der Expansionsperiode der Dampfmaschine eine Compressionswirkung der Luft durch den Gebläsekolben und der

Compression des abgehenden Dampfes eine Verdünnung der im Cylinder eingeschlossenen Luft entsprechen muß. Mit Rücksicht auf dieses Verhalten, welches sich sofort erkennen läßt, wenn man dem Dampfkolben in jedem Augenblicke die entgegengesetzte Bewegung ertheilt denkt, ist es nun leicht, die Verhältnisse der Schieberbewegung so zu bestimmen, daß jene erwähnten, mit einer vorzeitigen oder verspäteten Eröffnung der Canalmündungen verbundenen Nachtheile vermieden werden. Es soll zu dem Behufe wieder ein Zeuner'sches Schieberdiagramm benutzt, und die Cavé'sche Construction Fig. 780 vorausgesetzt werden, vermöge deren die atmosphärische Luft durch die Schieberhöhlung angesaugt wird, und der Schieber äußerlich von der comprimirten Luft umgeben ist. Ferner sei die einfachste Anordnung angenommen, wobei die Schieberstange direct und ohne Zwischenhebel an die Excenterstange angeschlossen ist.

Stellt $ADBC$, Fig. 798, den Kurbelkreis vom Halbmesser r einer Dampfmaschine vor, deren Kolben in der Richtung AB sich hin und her

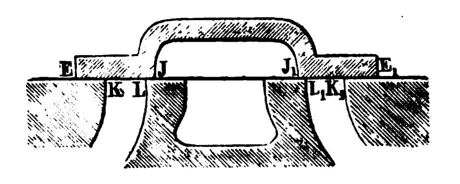
Fig. 798.



bewegt, und ist dem Excenter der Voreilungswinkel $SOC = \delta$ gegeben, d. h. soll die Excentricität r_1 des Excenters mit der Kurbel OA einen Winkel $90 + \delta$ bilden, so ist nach dem Früheren (s. u. a. §. 81) der um S durch O beschriebene Kreis, dessen Durchmesser $OF = r_1$ den Winkel

$90^0 - \delta = AOS$ mit der Todtlage OA der Kurbel bildet, bekanntlich der sogenannte Schieberkreis, welcher für jede Kurbelstellung auf deren Richtung von O aus ein Stück abschneidet, das genügend genau gleich der Verschiebung des Schiebers aus seiner mittleren Stellung ist. Diese mittlere Stellung des Schiebers, Fig. 799, findet in den beiden Kurbellagen OM_1 und OM_2 statt, welche senkrecht zu dem Durchmesser OF stehen, welche also um den Voreilungswinkel

Fig. 799.



$\delta = AOM_1 = BOM_2$

von den Todtlagen abweichen. Von den beiden diametral' gegenüberliegenden Schieberkreisen F und F_1 gilt dann der obere für die Kurbeldrehung $M_1 CM_2$, der untere für die andere Hälfte $M_2 DM_1$. Es ist auch aus dem Früheren deutlich, daß, wenn man um O die Kreise E und J mit der äußeren bezw. inneren Schieberdeckung KE und JL, Fig. 799, beschreibt, man in den Abschnitten der jedesmaligen Kurbelrichtung, welche zwischen diesen Kreisen und den betreffenden Schieberkreisen enthalten sind, die zugehörigen Eröffnungen der Canäle erhält. In dem Diagramme ergeben daher die beiden schraffirten sichelförmigen Flächen $E_3 FE_4$ und $J_1 F_1 J_2$ in ihren radialen Abständen die zugehörigen Oeffnungsweiten der beiden Canäle vor und hinter dem Kolben. Es ist zu bemerken, daß diese Beziehung vollkommen unabhängig von der Drehungsrichtung der Kurbel ist, und daher für eine Gebläsemaschine, deren Kurbel sich im Sinne des Pfeiles dreht, ebenso gilt, wie für eine Dampfmaschine, welche sich in der dem Pfeile entgegengesetzten Richtung bewegen würde. Verfolgt man nun den Vorgang, welcher auf der einen, etwa der linken Seite des Kolbens im Cylinder stattfindet, während die Kurbel eine ganze Umdrehung von A durch D, B und C wieder nach A vollführt, indem man sich etwa die Maschine als einfachwirkende vorstellt, so gelangt man zu folgendem Resultate. In dem Augenblicke, in welchem die Kurbel im todten Punkte A, der Kolben also am Ende seines Schubes in a ankommt, ist der hier allein in Betracht kommende Canal (der linke) weder mit der Windleitung, noch mit der Saugöffnung in Verbindung; vielmehr wird die Saugöffnung erst in der Kurbelstellung OK_1 bei einem Drehungswinkel $AOK_1 = \omega_1$ frei, in welcher Stellung der Weg des Kolbens annähernd durch

$$s_1 = ak_1 = r\,(1 - \cos \omega_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

ausgedrückt ist. Während dieser Drehung um den Winkel ω_1 ist die hinter dem Kolben in dem schädlichen Raume links enthaltene comprimirte Luft

verdünnt worden. Bei der weiteren Bewegung ist die Saugöffnung während des ganzen übrigen Kolbenschubes $k_1 b$ frei, dieselbe wird erst geschlossen, nachdem die Kurbel den anderen todten Punkt B um den Winkel $BOK = \omega_2$ überschritten hat, in welcher Stellung der Kolben einen Weg nach links

$$s_2 = bk_2 = r\,(1 - \cos \omega_2) \;.\;.\;.\;.\;. \quad (2)$$

zurückgelegt hat. Während daher in der Todtlage OB der Kurbel der ganze Cylinderraum mit atmosphärischer Luft gefüllt war, wird von dem Kolben zunächst das Luftquantum Fs_2 wieder ins Freie ausgestoßen, bevor die Saugöffnung in der Kurbelstellung OK_2 geschlossen ist. Bei der weiteren Bewegung der Kurbel bis zu der Lage OK_3, in welcher letzteren der Canal mit der Windleitung in Verbindung tritt, wird zunächst eine Verdichtung der Luft stattfinden, welche ihr Ende in der Stellung k_3 des Kolbens erreicht, welcher alsdann den Weg

$$s_3 = bk_3 = r\,(1 - \cos \omega_3) \;.\;.\;.\;.\;. \quad (3)$$

zurückgelegt hat. Von diesem Augenblicke an beginnt das Ausblasen der Luft, welches bis zur Kurbelstellung OK_4 andauert. Der Kolben hat alsdann den Weg

$$s_4 = bk_4 = r\,(1 - \cos \omega_4) \;.\;.\;.\;.\;. \quad (4)$$

vom todten Punkte b aus zurückgelegt, wenn der Winkel BOK_4 mit ω_4 bezeichnet wird. Während des letzten Theiles $k_4 a$ der Kolbenbewegung wird die links vom Kolben in dem Cylinder und dem schädlichen Raume enthaltene comprimirte Luft von der Pressung $(b + h)\gamma$ des Regulators noch ferner zusammengedrückt, worauf diese Luft sich unter Wiederholung des Vorganges von Neuem ausdehnt, bis in der Kurbelstellung OK_1 die neue Saugwirkung in der angegebenen Art wieder beginnt.

Wenn nun die im vorhergehenden Paragraphen erwähnten Uebelstände einer zu frühen oder zu späten Eröffnung der Saug- und Druckleitung verhütet werden sollen, so muß die Luft in der Kolbenstellung k_1 die atmosphärische Spannung $b\gamma$ und in der Stellung k_3 diejenige $(b + h)\gamma$ des Regulators haben. Bezeichnet nun $s = 2r$ den ganzen Kolbenlauf und $\sigma = \nu s$ die reducirte Länge des schädlichen Raumes $F\sigma$, so sind unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes, d. h. wenn von der Temperaturveränderung der Luft abgesehen wird, diese Bedingungen an folgende Gleichungen geknüpft:

1. Für die rechtzeitige Eröffnung der Saugleitung in der Kolbenstellung k_1 ist

$$(\sigma + s - s_4)\,(b + h) = (\sigma + s_1)\,b$$

oder

$$\frac{\sigma + s_1}{\sigma + s - s_4} = \frac{b + h}{b} = \varepsilon \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (5)$$

wenn unter $\varepsilon = \frac{b + h}{b}$ das Compressionsverhältniß der Luft verstanden wird.

2. Für die rechtzeitige Eröffnung der Druckleitung in der Kolbenstellung k_3 hat man ebenso:

$$(\sigma + s - s_2)\, b = (\sigma + s - s_3)\,(b + h)$$

oder

$$\frac{\sigma + s - s_2}{\sigma + s - s_3} = \frac{b + h}{b} = \varepsilon \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Unter diesen Bedingungen ist offenbar das durch eine Kurbelumdrehung von jeder Seite des Kolbens beförderte Luftquantum von atmosphärischer Pressung gleich einem Cylinderraume von der Länge $k_1 k_2$, d. i.

$$V' = F\,(s - s_1 - s_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

also um $\frac{s_1 + s_2}{s} F s$ kleiner, als das theoretische Quantum $F s$. Wollte man nun den geforderten Bedingungen gemäß allgemeine Formeln für den Winkel δ, die äußere Deckung $O E_3 = e$ und die innere Deckung $O J_1 = i$ aufstellen, so hätte man durch Gleichsetzung von (5) und (6) die Gleichung

$$\frac{\sigma + s_1}{\sigma + s - s_4} = \frac{\sigma + s - s_2}{\sigma + s - s_3}$$

zu bilden, in welcher für s_1, s_2, s_3 und s_4 die Werthe aus (1), (2), (3) und (4) einzusetzen wären. Würde man dann die Winkel ω nach der Figur durch die Beziehungen

$$\frac{i}{r_1} = \cos\,(90^0 + \delta - \omega_1) = \cos\,(90^0 - \delta + \omega_2)$$

und

$$\frac{e}{r_1} = \cos\,(90 + \delta - \omega_3) = \cos\,(\omega_4 - 90^0 - \delta)$$

als Functionen von e, i und der Excentricität r_1 darstellen, so würde man, allerdings durch eine weitläufige Rechnung, zum Ziele gelangen. Für die Praxis würde dieser umständliche Weg ohne Werth sein, und es empfiehlt sich zur Feststellung der Verhältnisse für die Schieberbewegung der folgende.

Wie aus dem Vorstehenden und insbesondere aus (7) hervorgeht, ist das geförderte Luftquantum V' um so geringer, je größer die Summe $s_1 + s_2$ ist. Es wird also darauf ankommen, den Verlust, d. h. $s_1 + s_2$ möglichst klein zu machen. Eine nähere Betrachtung der Figur zeigt nun sehr bald, daß die Summe $s_1 + s_2$ bei einem bestimmten Voreilungswinkel δ ein Minimum werden wird, wenn die innere Deckung $i = 0$ gemacht wird, in welchem Falle K_1 nach M_1 und K_2 nach M_2 fällt, also $\omega_1 = \omega_2 = \delta$ und $s_1 = s_2 = r\,(1 - \cos\delta)$ wird.

Man erkennt nämlich leicht, daß eine positive Größe von i, wie sie in Fig. 798 angenommen ist, die Länge s_1 in höherem Grade vergrößert als s_2 dadurch verkleinert wird, während ein negativer Werth von i, wobei K_1 nach (K_1) und K_2 nach (K_2) fiele, umgekehrt s_2 in größerem Maße zum Wachsen brächte, so daß in jedem Falle $s_1 + s_2$ einen größeren Werth annehmen würde, als dies für $i = 0$ der Fall ist*).

Aus diesem Grunde pflegt man denn auch (s. v. Hauer, Die Hüttenwesenmaschinen) dem Schieber keine, oder nur eine sehr kleine innere Deckung zu geben. Unter der Voraussetzung $i = 0$ erhält man daher

$$s_1 = s_2 = \frac{s}{2}(1 - \cos\delta),$$

und da ferner nach der Figur

$$\omega_4 - \omega_3 = 2(90^0 + \delta - \omega_3),$$

also

$$\omega_4 = 180^0 - (\omega_3 - 2\delta)$$

ist, so erhält man aus (5) und (6)

$$\sigma + \frac{s}{2} - \frac{s}{2}\cos\delta = \left(\sigma + s - \frac{s}{2}\left[1 + \cos(\omega_3 - 2\delta)\right]\right)\varepsilon$$

und

---

*) Dies ergiebt auch die Rechnung in folgender Art. Es ist:

$$x = s_1 + s_2 = r(1 - \cos\omega_1) + r(1 - \cos\omega_2) = r(2 - \cos\omega_1 - \cos\omega_2)$$

oder

$$x = r\left[2 - \cos\left(90^0 + \delta - arc\cos\frac{i}{r_1}\right) - \cos\left(arc\cos\frac{i}{r_1} - 90^0 + \delta\right)\right],$$

daher erhält man durch Differentiation für das Minimum von x:

$$o = \frac{\partial x}{\partial i} = \sin\left(90^0 + \delta - arc\cos\frac{i}{r_1}\right)\frac{\pm\frac{i}{r_1}}{\sqrt{1 - \left(\frac{i}{r_1}\right)^2}}$$

$$+ \sin\left(arc\cos\frac{i}{r_1} - 90^0 + \delta\right)\frac{\mp\frac{i}{r_1}}{\sqrt{1 - \left(\frac{i}{r_1}\right)^2}},$$

d. h.

$$90^0 + \delta - arc\cos\frac{i}{r_1} = arc\cos\frac{i}{r_1} - 90^0 + \delta,$$

oder

$$arc\cos\frac{i}{r_1} = 90^0, \text{ also } i = 0.$$

$$\sigma + \frac{s}{2} + \frac{s}{2}\cos\delta = \left[\sigma + s - \frac{s}{2}(1 - \cos\omega_3)\right]\varepsilon,$$

welche Gleichungen sich auch schreiben

$$2\,\frac{\sigma}{s} + 1 - \cos\delta = \left[\frac{2\sigma}{s} + 1 - \cos(\omega_3 - 2\delta)\right]\varepsilon$$

und

$$\frac{2\sigma}{s} + 1 + \cos\delta = \left[\frac{2\sigma}{s} + 1 + \cos\omega_3\right]\varepsilon.$$

Führt man hierin den Winkel

$$M_2 O K_3 = u = \omega_3 - \delta$$

ein, so hat man auch

$$2\,\frac{\sigma}{s} + 1 - \cos\delta = \left[\frac{2\sigma}{s} + 1 - \cos(u - \delta)\right]\varepsilon \quad . \quad . \quad (8)$$

$$2\,\frac{\sigma}{s} + 1 + \cos\delta = \left[\frac{2\sigma}{s} + 1 + \cos(u + \delta)\right]\varepsilon \quad . \quad . \quad (9)$$

Durch Subtraction der oberen von der unteren Gleichung wird

$$2\cos\delta = [\cos(u + \delta) + \cos(u - \delta)]\,\varepsilon = 2\,\varepsilon\cos u\cos\delta,$$

also

$$\cos u = \frac{1}{\varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

während die Addition von (8) und (9)

$$2\left(\frac{2\sigma}{s} + 1\right) = 2\,\varepsilon\left(\frac{2\sigma}{s} + 1\right) - \varepsilon\cos(u - \delta) + \varepsilon\cos(u + \delta),$$

oder

$$(\varepsilon - 1)\left(\frac{2\sigma}{s} + 1\right) = \varepsilon\sin u\sin\delta \text{ ergiebt,}$$

woraus man erhält:

$$\sin\delta = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\,\frac{\frac{2\sigma}{s} + 1}{\sin u}$$

und mit Rücksicht auf 10 endlich:

$$\sin\delta = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\,\frac{\frac{2\sigma}{s} + 1}{\sqrt{1 - \frac{1}{\varepsilon^2}}} = \left(\frac{2\sigma}{s} + 1\right)\sqrt{\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}} \cdot (11)$$

Die Excentricität r_1 und die Ueberdeckung e findet man mit Rücksicht auf die Eröffnung, welche die Canäle mindestens haben sollen. Bezeichnet man

mit $a = FE_0$ die größte Oeffnungsweite der Druckcanäle, so hat man nach der Figur für die Deckung $OE_3 = e$:

$$e = OF \cdot \cos FOE_3 = (a + e) \cos (90^0 + \delta - \omega_3),$$

woraus

$$e = a \frac{\sin (\omega_3 - \delta)}{1 - \sin (\omega_3 - \delta)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

folgt. Die Excentricität erhält man dann zu

$$r_1 = a + e = \frac{a}{1 - \sin (\omega_3 - \delta)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Noch ist zu bemerken, daß die Pressung der Luft im Cylinder ihren größten Werth am Ende des Kolbenlaufes erreicht, und daß dieser größte Werth den Betrag der Regulatorpressung wegen der auf dem Kolbenwege $k_4 a = s - s_4$ stattfindenden Compression übertrifft. Es berechnet sich die größte Pressung der Luft in den Todtlagen der Kurbel unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes zu

$$p_{max} = \frac{\sigma + s - s_4}{\sigma} (b + h) \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Es bedarf kaum der Bemerkung, daß man bei höheren Windpressungen h, bei welchen die Temperaturveränderungen der Luft nicht vernachlässigt werden dürfen, anstatt des Mariotte'schen Gesetzes die Wärmeformel zu Grunde zu legen hat, wonach das Verhältniß der Spannungen

$$\varepsilon = \frac{b + h}{b} = \frac{p}{p_0}$$

dem Werthe

$$\left(\frac{V_0}{V}\right)^{\varkappa} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{1,42}$$

gleichzusetzen ist, unter V und V_0 die zugehörigen Räume verstanden.

Beispiel. Ein Gebläse, dessen Cylinder bei 1 m Durchmesser und 1,2 m Kolbenhub Wind von $1/2$ Atmosphäre Ueberdruck erzeugen soll, ist mit einem Schieber zu versehen, dessen Verhältnisse bestimmt werden sollen.

Nimmt man den schädlichen Raum zu

$$\sigma = 0{,}075 \cdot s = 0{,}075 \cdot 1{,}2 = 0{,}090 \text{ m}$$

an, so erhält man nach (11) den Winkel δ, um welchen der Excenter hinter die zur Kurbel senkrechte Richtung zurückzustellen ist, da hier

$$\varepsilon = \frac{b + h}{b} = 1{,}5$$

ist, durch

$$\sin \delta = (2 \cdot 0{,}075 + 1) \sqrt{\frac{1{,}5 - 1}{1{,}5 + 1}} = 0{,}5143 \text{ zu } \delta = 30^0\,58' \text{ oder rund } 31^0.$$

Ebenso groß sind ω_1 und ω_2, wenn dem Schieber eine innere Ueberdeckung nicht gegeben wird, und man erhält

$$s_1 = s_2 = 0,6\,(1 - cos\,31^0) = 0,086\,m.$$

Das pro Hub angesaugte Luftquantum beträgt daher

$$(1,2 - 2\,.\,0,086)\,F = 1,028\,F$$

oder

$$\frac{1,028}{1,2} = 0,857$$

des theoretischen.

Für den Winkel ω_3 hat man ferner nach (10)

$$cos\,u = cos\,(\omega_3 - \delta) = \frac{1}{1,5} = 0,6667,$$

woraus

$$u = 48^0\,10',$$

daher

$$\omega_3 = 48^0\,10' + 31^0 = 79^0\,10',$$

folgt.

Daraus erhält man weiter

$$\omega_4 = 180^0 - \omega_3 + 2\,\delta = 180^0 - 79^0\,10' + 62^0 = 162^0\,50'.$$

Setzt man fest, daß der größte Querschnitt des Druckcanals 0,06 des Cylinderquerschnitts, also

$$0,06\,F = 0,06\,.\,0,785 = 0,0471\,qm$$

betragen soll, so erhält man bei einem Verhältnisse der Breite zur Höhe dieses Querschnittes gleich 10 die Weite

$$a = \sqrt{\frac{0,0471}{10}} = 0,0686 = rot\;0,070\,m.$$

Die Excentricität bestimmt sich nun zu

$$r_1 = \frac{a}{1 - sin\,(\omega_3 - \delta)} = \frac{0,070}{1 - sin\,48^0\,10'} = 0,274\,m$$

und die äußere Deckung zu

$$e = a\,\frac{sin\,48^0\,10'}{1 - sin\,48^0\,10'} = 0,204\,m.$$

Den Kolbenweg s_4 hat man gleich

$$s_4 = 0,6\,(1 - cos\,162^0\,50') = 1,173\,m,$$

folglich ist die größte Pressung der Luft am Ende des Kolbenlaufes nach (14) bestimmt zu

$$p_{max} = \frac{0,09 + 1,2 - 1,173}{0,09}\,1,5 = 1,3\,.\,1,5 = 1,95 \text{ Atmosphären.}$$

Aus dem Vorstehenden ist nun ersichtlich, daß die Anordnung der Schiebersteuerung wesentlich von der zu erzeugenden Pressung des Windes, oder von dem Verhältnisse $\frac{h}{b}$ abhängig ist. Hieraus folgt schon, daß die Schiebergebläse sich wenig für solche Fälle eignen werden, in denen die erforderliche Windpressung bedeutenden Schwankungen unterworfen ist, wie dies beispielsweise bei den Bessemergebläsen zutrifft, bei denen der erforderliche Ueberdruck des Windes wohl zwischen $^3/_4$ und $1^1/_2$ Atmosphären schwankt.

Auch würde bei einer bedeutenden Pressung, bei welcher die Eröffnung der Druckcanäle erst kurz vor dem Ende des Kolbenlaufes stattfinden darf, die Steuerung des Schiebers durch den Excenter ganz ähnlichen Schwierigkeiten unterworfen sein, wie die Erreichung eines hohen Expansionsgrades bei Dampfmaschinen durch alleinige Anwendung des einfachen Muschelschiebers sie bietet. Aus diesen Gründen ist man in neuerer Zeit von der Anwen-

Fig. 800.

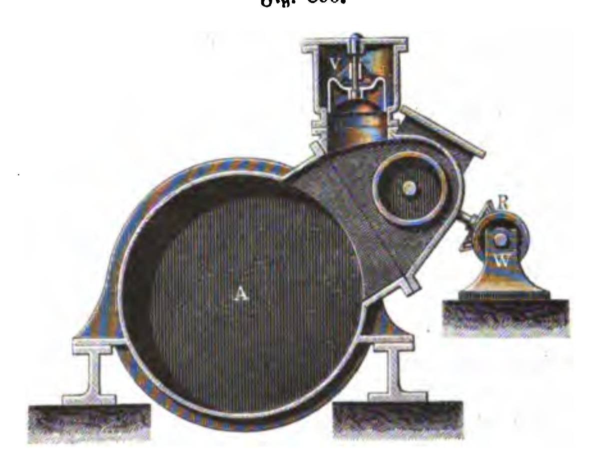
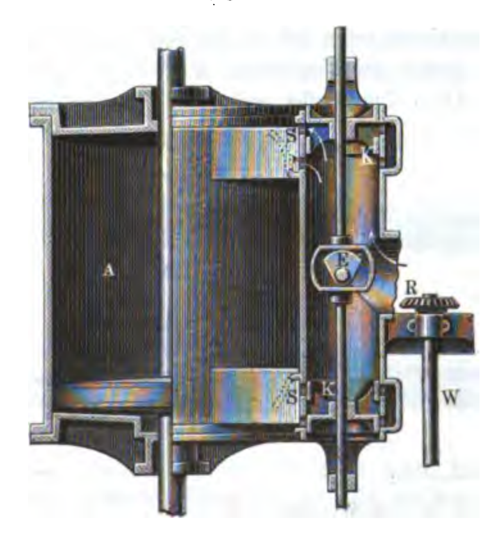


Fig. 801.



dung der Schieber bei den Gebläsen für Bessemerwerke großentheils zurückgekommen *), wenigstens pflegt man die Druckcanäle nicht durch Schieber, sondern durch Ventile zu steuern, die sich selbstthätig durch den Ueberdruck öffnen. Für die Saugöffnungen dagegen hat man die Schiebersteuerung vielfach beibehalten, denn da der Luftdruck so gut wie constant ist, so fällt hier jener erwähnte Uebelstand fort, und man erlangt durch den Schieber ein präciseres Oeffnen der Canäle, als dies durch Saugventile möglich ist, welche sich doch immer erst öffnen, wenn der Druck im Innern des Cylinders beträchtlich unter den Atmosphärendruck herabgegangen ist. Eine derartige Anordnung, welche der unten angegebenen Quelle **) zufolge bei der Bessemeranlage zu Prevali in Anwendung gekommen ist, zeigen die Figuren 800 und 801. Der Gebläsecylinder *A* von 1,580 m Durchmesser und ebenso großem Hub trägt hier vorn und hinten je ein doppelsitziges Druckventil *V*, während die Saugöffnungen *S* durch einen doppelten Kolbenschieber *K* gesteuert werden, welcher seine entsprechende Bewegung von der Steuerwelle *W* aus durch die conischen Räder *R* mittelst des Excenters *E* erhält.

§. 190. Gebläseindicatoren. Um die Spannungsverhältnisse der Luft im Innern des Gebläsecylinders während eines Kolbenspieles kennen zu lernen, kann man einen Watt'schen Indicator (s. Thl. II) auf den Gebläsecylinder aufschrauben und von demselben eine Curve aufzeichnen lassen, deren Coordinaten die Pressung der Luft im Innern des Gebläsecylinders bei jedem Kolbenstande anzeigen.

Zwei solche Indicatorcurven sind in Fig. 802 I und II abgebildet. Sie sind an einem großen doppeltwirkenden Kolbengebläse mit Klappventilen von 2,2 m Durchmesser und 1,6 m Hub beobachtet worden, und

Fig. 802.

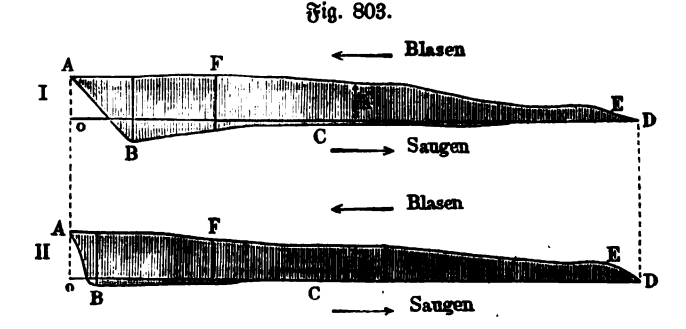
*) S. Riedler, Excursionsbericht, 1876.

**) Ebendaselbst 1876: Skizze 53.

zwar erstere (I) bei 17 und letztere (II) bei 13 Kolbenspielen per Minute. Der untere Theil *ABCD* eines solchen Diagramms ist während des Einsaugens, und der obere Theil *DEFA* während des Ausblasens vom Indicatorstifte aufgezeichnet worden. Man ersieht, daß sich das Saugventil beim Beginn eines Kolbenspieles nicht sogleich eröffnet, sondern daß der Kolben erst einen Theil *oI* seines Weges *oD* zurücklegt, ehe sich dieses Ventil eröffnet, und daß der vollständigen Eröffnung erst einige Schwingungen desselben vorausgehen. Bei der schnelleren Kolbenbewegung (I) tritt die stetige Eröffnung des Saugventiles erst dann ein, wenn der Kolben den vierten Theil seines Weges zurückgelegt hat, bei der langsamen Kolbenbewegung II aber schon bei einem Sechstel des Kolbenweges. Bei Durchlaufung des übrigen Kolbenweges ist die Spannung der Luft im Cylinder sehr constant und sehr nahe der der äußeren Luft, da der entsprechende Theil *CD* der Indicatorcurve ziemlich mit der Nulllinie *oD* zusammenfällt. Der obere Theil *DEFA* der Curve ist während des Comprimirens und Ausblasens aufgezeichnet worden; man ersieht aus demselben, daß der Kolben im ersten Falle (I) nahe ein Viertel und im zweiten Falle nahe ein Sechstel seines Weges zurücklegen mußte, ehe die Luft eine constante Pressung (h) angenommen hatte. Auch ist die Pressung im zweiten Falle größer als im ersten, was allerdings darin schon seine Erklärung findet, daß im zweiten Falle das mit derselben Arbeitskraft erzeugte Windquantum ein kleineres ist.

In Fig. 803, I und II, sind zwei andere Indicatordiagramme dargestellt, welche man an einem Schiebergebläse von 1,34 m Kolbendurchmesser und 1 m Kolbenweg beobachtet hat. Bei der ersten Curve (I) war die Anzahl der Spiele per Minute 70, die mittlere Windpressung $h = 1{,}50$ cm

Fig. 803.



Quecksilber und das Zurückbleiben des Schiebers gegen den Kolben im Mittel 5,8 cm; bei der zweiten Curve war dagegen die Anzahl der Spiele per Minute 60, die mittlere Windpressung 1,45 cm Quecksilber und das

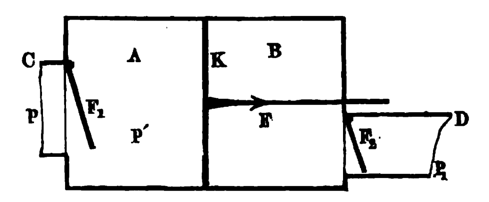
Zurückbleiben des Schiebers im Mittel nur 9 mm. Wenn also der Kolben am Ende seines Weges war, mußte der Schieber im ersten Falle noch 58, und im zweiten nur 9 mm zurücklegen, ehe die Luftwege eröffnet wurden. Der untere Theil $ABCD$ einer solchen Curve gehört auch hier der Kolbenbewegung oD beim Einsaugen, sowie der obere Theil $DEFA$ dem Kolbenwege Do beim Comprimiren und Ausblasen der Luft an. Man ersieht, daß im zweiten Falle in II das Einsaugen der Luft am Anfange des Kolbenweges oD viel eher erfolgt als bei I und daß dabei die Verdünnung der Luft bedeutend kleiner ist und auch nur eine viel kürzere Zeit lang anhält als bei I. Auch bemerkt man aus dem Laufe des oberen Curvenstückes, daß die Compression der Luft in II eine regelmäßigere und stärkere als in I, jedoch noch immer viel veränderlicher als bei dem Gebläse mit Ventilen ist (s. Fig. 802, II), wo nach Zurücklegung eines kleines Kolbenweges eine ziemlich constante Pressung eintritt. Vor Allem geht aus der Vergleichung der Curven I und II in Fig. 803 hervor, daß durch eine größere Geschwindigkeit und durch ein größeres Zurückbleiben des Schiebers die Wirkung des Schiebergebläses herabgezogen wird. (S. Publication industr. par M. Armengaud ainé, Vol. XII.)

§. 191. **Widerstand der Ventilgebläse.** Die theoretisch erforderliche Arbeit eines Cylindergebläses, dessen Cylinderquerschnitt F und dessen Kolbenhub s ist, bestimmt sich nach Thl. I zu

$$\frac{\varkappa}{\varkappa+1}\left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right] p F s = A_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

wenn $p = b\gamma$ die Pressung der atmosphärischen Luft und $p_1 = (b + h)\gamma$ diejenige im Windregulator bedeutet. Außerdem sind noch gewisse Nebenhindernisse zu überwinden, welche außer durch die Kolbenreibung durch die Widerstände hervorgerufen werden, welche der Luft beim Durchgange durch die Ventilöffnungen und durch die Leitungsröhre zwischen dem Gebläse und dem Regulator dargeboten werden.

Fig. 804.



Bezeichnet man mit p' die Pressung der Luft hinterhalb des Kolbens K, Fig. 804, auf der Seite A, auf welcher die Saugwirkung stattfindet, so ist

nach §. 187 der Ueberdruck $p - p' = z_1 \gamma$ der Atmosphäre über die Spannung der Luft im Cylinder durch

$$z_1 \gamma = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1}$$

gegeben, wenn, wie dort F_1 die Ventilfläche, G_1 das Gewicht der Ventilklappe, b_1 deren Hebelarm und a_1 die halbe Ventilbreite bedeutet. In Folge dieses Ueberdruckes ist daher bei der Bewegung des Kolbens die Arbeit

$$A_1 = z_1 \gamma F s = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} F s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

zu verrichten.

Ferner ist die unmittelbar hinter dem Druckventile vom Querschnitte F_2 erforderliche Pressung um den Reibungswiderstand im Windrohre größer als die Pressung p_1 im Regulator, also um

$$\varrho = \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1,$$

wenn l die Länge, d_3 den Durchmesser der Leitungsröhre und v_3 die mittlere Geschwindigkeit des Windes darin, sowie γ_1 die Dichtigkeit desselben bedeutet.

Zur Offenhaltung des Druckventils vom Querschnitte F_2, dem Gewichte G_2, dem Hebelarme b_2 und der halben Breite a_2 muß nun im Cylinder auf der Druckseite B vor dem Kolben ein Ueberdruck $z_2 \gamma_1$ vorhanden sein, welcher sich gleichfalls nach §. 187 durch

$$z_2 \gamma_1 = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}$$

ergiebt. Der gesammte Ueberdruck auf der Vorderseite B des Kolbens über den Druck p_1 des Regulators ergiebt sich daher zu

$$z_2 \gamma_1 + \varrho = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1,$$

so daß durch das Druckventil und die Windleitung ein weiterer Arbeitsbetrag bei jedem einfachen Kolbenlaufe resultirt von

$$A_2 = \left(\frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1\right) F s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Setzt man nun in bekannter Weise die Kolbenreibung gleich $4 \varphi \frac{\mathfrak{b}}{d} K$, unter K die Kolbenkraft, unter d den Kolbendurchmesser und unter $\mathfrak{b}$ die Liderungsbreite sowie unter φ den Reibungscoefficienten verstanden, so erhält man schließlich die gesammte Arbeit eines einfachen Kolbenschubes für die doppeltwirkende Gebläsemaschine zu

$$A = \left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)(A_0 + A_1 + A_2) =$$

$$\left(1+4\varphi\frac{b}{d}\right)\left\{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right]p+\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1}+\frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}+\zeta\frac{l}{d_3}\frac{v_3^2}{2g}\gamma_1\right\}Fs \quad (4)$$

worin man

$$\frac{p_1}{p} = \frac{b+h}{b} \text{ und } v_3 = \frac{F}{F_3} v$$

zu setzen hat, unter F_3 den Querschnitt der Windleitung verstanden. Liefert das Gebläse in der Minute n Cylinderfüllungen in den Regulator, so ist die erforderliche Leistung pro Secunde:

$$L = \frac{n}{60} A \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Hierbei ist zu bemerken, daß die vorstehende Ermittelung der den Ueberdruck hinter den Ventilklappen messenden Flüssigkeitssäulen z_1 und z_2 auf der Voraussetzung beruht, daß die von den Ventilen gewährten Oeffnungen genügend groß sind, so daß die mit dem Durchgange der Luft durch diese Oeffnungen verbundenen Druckhöhenverluste nicht größer ausfallen, als jene aus den Ventilgewichten G_1 und G_2 hergeleiteten Höhen z_1 und z_2. Beim Durchgange der Luft durch die Oeffnung der Saugklappe, welche an der engsten Stelle mit F_m' bezeichnet sein mag, geht nämlich die maximale Geschwindigkeit v_m der Luft plötzlich in eine kleinere Geschwindigkeit v_n über, und es ist hiermit nach Thl. I ein Verlust an Geschwindigkeitshöhe verbunden, welcher sich durch $\frac{(v_m - v_n)^2}{2g}$ ausdrückt. Bezeichnet daher α den Contractionscoefficienten für die Ventilöffnung F_m' des Saugventils *), so hat man für dieses Ventil, hinter welchem die Geschwindigkeit v_n der Luft gleich derjenigen v des Kolbens zu setzen ist:

$$\frac{(v_m - v_n)^2}{2g} = \frac{(v_m - v)^2}{2g} = \left(\frac{v_m}{v} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{F}{\alpha F_m'} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Soll daher die hinter dem Saugventile als ruhend anzunehmende atmosphärische Luft nach dem Durchtritte durch das Ventil dem Kolben mit der Geschwindigkeit v folgen, so gehört hierzu ein Ueberschuß z_1' an Druckhöhe der Atmosphäre über der Pressungshöhe im Saugraume des Cylinders, welcher durch

$$z_1' = \left[\left(\frac{F}{\alpha F_m'} - 1\right)^2 + 1\right] \frac{v^2}{2g}$$

bestimmt ist. Ist dieser Werth z_1' nun größer als der oben angenommene Werth

---

*) Diese Mündung F_m' ist zu unterscheiden von dem Ventilquerschnitte F_1 des Saugventils, es hängt F_m' von der Eröffnungsweite des Ventils ab, und als der größte Betrag von F_m' ist der Ventilquerschnitt F_1 anzusehen.

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma},$$

so hat man diesen größeren Werth z_1' in die Rechnung zur Bestimmung der Arbeit A einzuführen, während

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma}$$

zu wählen ist, sobald z_1' kleiner als z_1 ausfällt. In diesem Falle wird das Ventil sich nur so weit eröffnen, daß die dargebotene Mündung

$$F_m' = \frac{F}{\alpha \left[\sqrt{\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma} \frac{2g}{v^2} - 1} + 1\right]}$$

beträgt, wie man durch Gleichsetzung der beiden Werthe von z_1 und z_1' für die Widerstandshöhe des Ventils erkennt.

In gleicher Weise hat man für das Druckventil, dessen Oeffnung F_m'' sein mag, den Verlust an Druckhöhe beim Durchgange durch das Ventil

$$\frac{(v_m - v_n)^2}{2g} = \frac{(v_m - v_3)^2}{2g} = \left(\frac{v_m}{v_3} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{\alpha F_m''} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g}$$
$$= \left(\frac{F_3}{\alpha F_m''} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Soll daher auch hier die hinter dem Druckventile mit der Kolbengeschwindigkeit v bewegte Luft nach dem Durchgange durch das Ventil mit der Geschwindigkeit $v_3 = \frac{F}{F_3} v$ durch die Windleitung sich fortbewegen, so gehört hierzu ein Ueberschuß z_2' an Pressungshöhe im Cylinder, der durch

$$z_2' + \frac{v^2}{2g} = \left[\left(\frac{F_3}{\alpha F_m''} - 1\right)^2 + 1\right] \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

bestimmt ist. In Betreff von z_2 und z_2' lassen sich die nämlichen Betrachtungen anstellen, wie hinsichtlich z_1 und z_1'; auch hier wird man den größeren der beiden Werthe von z_2 und z_2' bei der Ermittelung der Arbeit A zu Grunde legen müssen.

Beispiel. Ein Cylindergebläse besteht aus zwei doppeltwirkenden Cylindern von 1,5 m Durchmesser und es macht jeder Kolben in der Minute 15 Doppelhübe von 1,6 m Länge. Es soll der erforderliche Arbeitsaufwand bestimmt werden, wenn bei einem Barometerstande $b = 0{,}760$ m Wind von 0,160 m Quecksilbersäule Ueberdruck erzeugt wird? Hier ist das theoretische Luftquantum jedes einfachen Kolbenlaufes

$$V = Fs = \frac{\pi . 1{,}5^2}{4} 1{,}6 = 2{,}827 \text{ cbm},$$

und die theoretische Arbeitsleistung

$$A_0 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right] p . V = 3{,}381 \left[\left(\frac{920}{760}\right)^{0{,}2958} - 1\right] 0{,}760 . 13600\, V$$
$$= 2031{,}6\, V \text{ mkg}.$$

Ist das Hebelarmverhältniß der Ventile $\frac{b_1}{a_1} = \frac{b_2}{a_2} = \frac{1}{2}$ und das Gewicht derselben pro Quadratmeter Ventilfläche $\frac{G_1}{F_1} = \frac{G_2}{F_2} = 100$ kg, so findet sich die Arbeit für den Durchgang der Saugventile nach (2)

$$A_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} F s = \frac{1}{2} 100\, V = 50\, V \text{ mkg.}$$

Ist das Verhältniß der Länge l der Windleitung zu deren mittlerer Weite $\frac{l}{d_3} = 20$, ist ferner der Querschnitt der Windleitung $F_3 = 0{,}06\, F$ und das specifische Gewicht des Windes $\gamma_1 = 1{,}56$ kg, so hat man bei einem Reibungscoefficienten der Luft $\zeta = 0{,}024$ die der Reibung entsprechende Höhe

$$\varrho = \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1 = \zeta \frac{l}{d_3} \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1 = \frac{0{,}024 \,.\, 20 \,.\, 1{,}56}{0{,}06^2 \,.\, 2 \,.\, 9{,}81} v^2 = 10{,}6\, v^2,$$

wenn für v^2 das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit v zu setzen ist. Nun ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit $\frac{15 \,.\, 2 \,.\, 1{,}6}{60} = 0{,}8$ m, und man hat nach Thl. II als mittleres Geschwindigkeitsquadrat $1{,}645 \,.\, 0{,}8^2 = 1{,}053$ zu setzen, so daß $\varrho = 10{,}6 \,.\, 1{,}053 = 11{,}16$ wird. Daher erhält man die durch das Druckventil und die Windleitung verzehrte Arbeit

$$A_3 = \left(\frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \zeta \frac{l}{d_3} \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1\right) F s = (50 + 11{,}16)\, V = 61{,}16\, V.$$

Führt man noch den Reibungscoefficienten für die Kolbenliderung $\varphi = 1/4$ ein, und nimmt eine Breite der Liderung $b = 0{,}1$ m an, setzt also

$$4 \varphi \frac{b}{d} = \frac{0{,}1}{1{,}5} = 0{,}067,$$

so erhält man schließlich die ganze zu einem einfachen Kolbenlaufe erforderliche Arbeit

$$A = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) (A_0 + A_1 + A_2) = 1{,}067\, (2031{,}6 + 50 + 61{,}16)\, V$$
$$= 2286\, V \text{ mkg,}$$

und da $V = 2{,}827$ cbm gefunden wurde, so folgt

$$A = 2286 \,.\, 2{,}827 = 6462 \text{ mkg.}$$

Dieser Werth giebt auch die Leistung pro Secunde, da die Maschine in jeder Minute $2 \,.\, 2 \,.\, 15 = 60$ einfache Hübe macht, und daher bestimmt sich die erforderliche Stärke der Maschine zu

$$\frac{6462}{75} = 86{,}2 \text{ Pferdekräften.}$$

Die Höhe z_1 des Ueberdrucks der äußeren Atmosphäre über den Saugraum beträgt hier

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma} = \frac{1}{2} \frac{100}{1{,}294} = 38{,}64 \text{ m,}$$

und es muß daher, damit diese Ueberdruckhöhe genügt, um die Widerstände des Durchganges der Luft durch die Saugventile zu überwinden, die Oeffnung der

Saugventile F_m' unter Annahme eines Contractionscoefficienten $\alpha = 0,7$ mindestens den Betrag haben:

$$F_m' = \frac{F}{\alpha\left[\sqrt{\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma}\frac{2g}{v^2}} - 1 + 1\right]} = \frac{F}{0,7\left[\sqrt{38,64\frac{2.9,81}{1,053}} - 1 + 1\right]}$$
$$= \frac{F}{19,5} = 0,05\,F.$$

Eine solche Durchgangsöffnung wird sich hier mit Sicherheit erwarten lassen, da man den Querschnitt der Saugventile meistens viel größer anzunehmen pflegt (s. §. 197).

Widerstand der Schiebergebläse. Die theoretisch erforderliche Arbeit ist auch hier bei dem Cylinderquerschnitte F für jeden einfachen Kolbenhub von der Länge s gegeben durch: §. 192.

$$\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right] p\,F s = A_0.$$

Nebenhindernisse entstehen hierbei durch die Reibung des Kolbens sowohl wie durch diejenige des Schiebers und aus den Druckverlusten beim Durchgange der Luft durch die Saug- und Drucköffnungen, sowie durch die Reibung der Luft in der Windleitung. Während der letztgedachte Widerstand der Windleitung sich ebenso wie bei den Ventilgebläsen berechnet, sind hier die Druckverluste beim Durchgange der Luft durch die Schieberöffnungen in anderer Weise zu ermitteln, als bei den Ventilgebläsen, bei welchen die betreffenden Ueberdrucke genügend sein müssen, die Ventile zu eröffnen, während die Eröffnung der Luftwege hier direct durch die Kurbelwelle geschieht. Diese Widerstände beim Eintritte der Luft in den Cylinder und beim Austritte aus demselben bestimmen sich hier lediglich aus den Druckhöhenverlusten, welche nach den Gesetzen der Hydraulik mit dem Durchgange durch Verengungen verbunden sind, und es hängt die Größe dieser Widerstände wesentlich von der Größe der Durchgangsöffnungen ab. Da nun in Folge der schleichenden Schieberbewegung die Durchgangscanäle allmälig geöffnet werden im Gegensatze zu den Ventilgebläsen, bei denen ein fast momentanes Eröffnen stattfindet, so sind diese Druckverluste während eines Kolbenlaufes von veränderlicher Größe und können etwa in folgender Weise bestimmt werden.

Bezeichnet F_m den Querschnitt der Saugöffnung des Schiebers in irgend einem Augenblicke, und α den Contractionscoefficienten, so bestimmt sich der Druckverlust beim Saugen zu

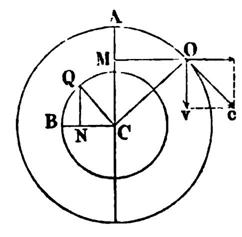
$$\frac{(v_m - v_n)^2}{2g} = \frac{(v_m - v)^2}{2g} = \left(\frac{F}{\alpha F_m} - 1\right)^2\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{F}{\alpha b x} - 1\right)^2\frac{v^2}{2g},$$

wenn b die Breite der Canäle und x die veränderliche Schieberöffnung bedeutet. Da nun $\alpha b x$ gegen F immer nur klein ist, so kann man für obigen Ausdruck genau genug

$$\left(\frac{F}{\alpha b x}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

setzen. Nimmt man eine kleine Schieberbedeckung und folglich auch ein unbedeutendes Zurückbleiben des Schiebers an, so läßt sich $\frac{v}{x}$ wie folgt bestimmen. Während der Kolben den Weg $AM = \sigma$, Fig. 805, und die Kurbelwarze den Bogen AO zurücklegt, durchläuft der Schieber den Weg $NQ = x$ und es ist $\frac{x}{r_1} = \frac{y}{r}$, unter r den Halbmesser CA der Kurbel, unter r_1 denjenigen CB des Excenters und unter y die auf CA senkrechte Ordinate OM verstanden. Bezeichnet nun noch v die Geschwindigkeit des Kolbens und c diejenige der Kurbelwarze, so hat man auch

Fig. 805.



$$\frac{v}{c} = \frac{y}{r},$$

und daher findet sich

$$\frac{v}{c} = \frac{x}{r_1} \text{ oder } \frac{v}{x} = \frac{c}{r_1},$$

so daß man den Druckhöhenverlust beim Saugen zu

$$\left(\frac{F}{\alpha b r_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g}$$

findet. Noch ist bei einer kleinen Schieberbedeckung r_1 nahe gleich der Canalweite a, so daß man $br_1 = ba = F_1$ setzen kann, wenn F_1 den Canalquerschnitt bedeutet, und man findet daher den Druckhöhenverlust beim Einsaugen gleich

$$\left(\frac{F}{\alpha F_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g}.$$

Soll daher die ruhende atmosphärische Luft nach dem Durchtritte durch die Saugöffnung dem Kolben mit der Geschwindigkeit v folgen, so gehört hierzu eine Ueberdruckhöhe z_1 der Atmosphäre über die Höhe der Pressung p' im Saugraume des Cylinders von

$$z_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g} + \frac{v^2}{2g},$$

so daß die entsprechende einem einfachen Kolbenlaufe zugehörige Arbeit durch

$$A_1 = z_1 \gamma F s = \frac{\gamma F s}{2g}\left[\left(\frac{F}{\alpha F_1}\right)^2 c^2 + v^2\right]$$

ausgedrückt ist.

In ähnlicher Weise bestimmt sich der Arbeitsverlust für den Uebergang der Luft aus dem Cylinder durch die Schieberhöhlung nach dem Druckrohre. Ist F_2 der Querschnitt des Windstromes im Schieberraume und $v_2 = \frac{F}{F_2} v$ die Geschwindigkeit daselbst, so hat man bei völliger Eröffnung der Austrittsmündung den Druckhöhenverlust des Ueberganges gleich

$$\left(\frac{F_2}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left(\frac{F_2}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_2}\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Da aber auch hier ein allmäliges Eröffnen und Verschließen der Austrittsöffnung stattfindet, so hat man, wie bei der Saugwirkung, die Kurbelgeschwindigkeit c anstatt der Kolbengeschwindigkeit v anzuführen und findet den durchschnittlichen Druckhöhenverlust zu

$$\left(\frac{F_2}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_2}\right)^2 \frac{c^2}{2g} = z_2'.$$

Hierzu kommt der Verlust an Druckhöhe beim Uebergange der Luft aus der Schieberhöhlung vom Querschnitte F_2 in die Windleitung, deren Querschnitt F_3 ist, mit dem Betrage

$$\left(\frac{F_3}{F_2} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{F_2} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = z_2''.$$

Endlich hat man die Druckhöhe, welche zur Erzeugung der Geschwindigkeit v_3 in der Leitung und zur Ueberwindung des Röhrenwiderstandes daselbst erforderlich ist, gleich

$$\left(1 + \zeta \frac{l}{d_3}\right) \frac{v_3^2}{2g} = \left(1 + \zeta \frac{l}{d_3}\right) \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = z_2'''$$

zu setzen.

Wenn daher wieder z_2 den Ueberschuß der Pressungshöhe auf der Druckseite des Kolbens über diejenige im Regulator bezeichnet, so hat man zur Bestimmung von z_2 die Gleichung

$$z_2 = z_2' + z_2'' + z_2''' = \left(\frac{F_2}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_2}\right)^2 \frac{c^2}{2g} + \left(\frac{F_3}{F_2} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} + \left(1 + \zeta \frac{l}{d_3}\right) \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Daher wird durch diese Widerstände bei jedem Kolbenlaufe ein Arbeitsbetrag

$$A_2 = z_2 \gamma_1 F s$$

aufgezehrt, und es bestimmt sich wieder wie im vorigen Paragraphen die gesammte Arbeit eines einfachen Kolbenschubes für ein doppeltwirkendes Schiebergebläse zu:

$$A = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right)(A_0 + A_1 + A_2)$$

$$= \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right)\left\{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right] p + z_1 \gamma + z_2 \gamma_1\right\} F s,$$

worin z_1 und z_2 die oben ermittelten Werthe haben. Hierin ist die Arbeit zur Bewegung des Schiebers noch nicht einbegriffen, weshalb derselben noch besonders Rechnung zu tragen ist.

Beispiel. Wenn man bei dem im vorhergehenden Paragraphen behandelten Gebläse die Ventile durch Schieber ersetzt, und die Verhältnisse

$$\frac{F_1}{F} = 0{,}06, \quad \frac{F_2}{F} = 0{,}1, \quad \frac{F_3}{F} = 0{,}16 \text{ und } \frac{l}{d_3} = 20, \text{ sowie } \alpha = 0{,}7$$

setzt, so erhält man, da hier wieder

$$v^2 = 1{,}645 . 0{,}8^2 = 1{,}053 \text{ und } c = \frac{\pi}{2} . 0{,}8 = 1{,}26, \text{ also } c^2 = 1{,}588$$

ist, für z_1 und z_2 folgende Werthe:

$$z_1 = \left(\frac{1}{0{,}7 . 0{,}06}\right)^2 1{,}588 . 0{,}051 + 1{,}053 . 0{,}051 = 45{,}9 + 0{,}05 = rot.\ 46 \text{ m},$$

$$z_2 = \left(\frac{10}{0{,}7 . 6} - 1\right)^2 100 . 1{,}588 . 0{,}051 + (1{,}6 - 1)^2 \left(\frac{100}{16}\right)^2 1{,}053 . 0{,}051$$

$$+ (1 + 0{,}024 . 20) \frac{1{,}053 . 0{,}051}{0{,}16^2}$$

$$= 15{,}44 + 0{,}75 + 3{,}01 = 19{,}2 \text{ m}.$$

Daher folgt mit $\gamma = 1{,}294$ und $\gamma_1 = \frac{760 + 160}{760} \gamma = 1{,}56$:

$$A_1 = z_1 \gamma F s = 46 . 1{,}294\, V = 59{,}5\, V$$

$$A_2 = z_2 \gamma_1 F s = 19{,}2 . 1{,}56\, V = 29{,}95\, V,$$

und da $A_0 = 2031{,}6\, V$ und $V = 2{,}827$ cbm sowie $1 + 4 \varphi \frac{b}{d} = 1{,}067$ gefunden wurde, so folgt die ganze Arbeit pro Hub, also auch pro Secunde zu

$$A = 1{,}067\, (2031{,}6 + 59{,}5 + 29{,}95)\, 2{,}827 = 6398 \text{ mkg},$$

entsprechend 85,3 Pferdekräften, fast wie bei dem Ventilgebläse.

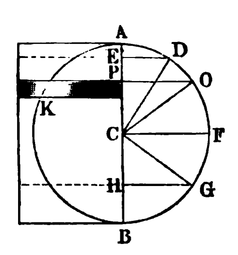
§. 193. **Grösse der Windregulatoren.** Ein anderer Gegenstand der Berechnung ist die Größe des Windregulators. Um sich hierzu die nöthige Grundlage zu verschaffen, denke man ein doppeltwirkendes Cylindergebläse mit einem Cylinder und setze voraus, daß dessen Kolben mittelst eines gleich-

förmig umlaufenden Krummzapfens in Bewegung gesetzt werde, während der Wind gleichförmig aus dem Regulator abströmt, welches letztere natürlich nur annähernd richtig ist. Zuerst legt der Gebläsekolben K, Fig. 806, einen gewissen Weg $AE = s_1$ zurück, wobei die Luft comprimirt wird, und noch gar kein Wind in den Regulator übertritt. Bezeichnet $s = 2r$ den ganzen Kolbenhub AB, b den Barometer- und h den Manometerstand, so ist

$$s_1 = \frac{h}{b+h} 2r \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

und daher für den entsprechenden Umdrehungswinkel $ACD = \theta$ der Kurbelwarze D, für welchen die Luft im Cylinder eine Pressung gleich derjenigen im Regulator angenommen hat:

Fig. 806.



$$\cos\theta = \frac{r - s_1}{r} = 1 - \frac{2h}{b+h} \quad \ldots (2)$$

oder

$$\sin\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{h}{b+h}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (3)$$

Für eine andere Warzenstellung O bei dem Drehungswinkel $ACO = \beta$ und dem Kolbenwege $\overline{AP} = x = r(1 - \cos\beta)$ beträgt das in den Regulator eingeführte Windquantum per Einheit der Kolbenfläche:

$$\overline{EP} = x - s_1 = r(1 - \cos\beta) - s_1,$$

wogegen das aus dem Regulator abgeflossene, auf die Dichtigkeit des Windes in demselben reducirte Windquantum:

$$\frac{b}{b+h} \frac{AO}{AOB} 2r = \frac{b}{b+h} \frac{\beta}{\pi} 2r$$

ist.

Es folgt daher der veränderliche Ueberschuß der aus dem Regulator abgeflossenen Windmenge über die zugeführte:

$$y = \frac{b}{b+h} \frac{\beta}{\pi} 2r - r(1 - \cos\beta) + s_1 \quad \ldots \ldots (4)$$

Derselbe ist ein Maximum oder Minimum für $\frac{\partial y}{\partial \beta} = 0$, d. i. für

$$\sin\beta = \frac{2}{\pi} \frac{b}{b+h} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (5)$$

annähernd

$$\sin\beta = \frac{2}{\pi}\left(1 - \frac{h}{b}\right),$$

oder für sehr kleine Windpressungen, für

$$sin\,\beta = \frac{2}{\pi}.$$

Dem spitzen Winkelwerthe (β_1), welcher diesem Sinus zukommt, entspricht das Maximum y_1 und dem stumpfen (β_2) das Minimum y_2 von y. Hat man beide eminenten Werthe gefunden, so folgt die größte Veränderung der Windmenge im Regulator $= y_1 - y_2$. Ist F der Inhalt der Kolbenfläche sowie W der des Regulators, so hat man für die größte Veränderung z der Windpressung, nach dem Mariotte'schen Gesetze:

$$\frac{b + h - z}{b + h} = \frac{W - F(y_1 - y_2)}{W},$$

oder

$$\frac{z}{b + h} = \frac{y_1 - y_2}{W} F \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Bezeichnet man noch den Inhalt $F . 2r$ des Gebläsecylinders durch V, so hat man auch

$$\frac{z}{b + h} = \frac{y_1 - y_2}{2Wr} V \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Giebt man nun das Verhältniß $v = \frac{z}{b + h}$ der größten Pressungsdifferenz zur mittleren Windpressung, so folgt die erforderliche Größe des Regulators:

$$W = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{v} \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

oder giebt man das Verhältniß $\delta = \frac{z}{h}$ der Differenz z zum mittleren Manometerstande, so ist der nöthige Fassungsraum des Regulators mit Rücksicht auf (4):

$$W = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b + h}{\delta h} V$$

$$= \left(b \frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi} + (b + h) \frac{cos\,\beta_1 - cos\,\beta_2}{2}\right) \frac{V}{\delta h} \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Bei sehr kleinen Pressungen entsprechen $sin\,\beta = \frac{2}{\pi}$ die Winkel

$$\beta_1 = 39^0\,32' \text{ und } \beta_2 = 140^0\,28',$$

wonach sich dann

$$y_1 = 0{,}2105\,r \text{ sowie } y_2 = -\,0{,}2105\,r,$$

und daher

$$W = 0{,}2105 \frac{b}{\delta h} V \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (10)$$

bestimmt.

Setzt man $\theta = \beta_1$, so erhält man nach (3):

$$\frac{h}{b+h} = \left(\sin \frac{\beta_1}{2}\right)^2 = (\sin 19^0\,46')^2 = (0{,}3382)^2 = 0{,}1145.$$

Ist nun $\theta > \beta_1$ oder $\frac{h}{b+h} > 0{,}1145$, so tritt der Maximalwerth y_1 bei dem Drehungswinkel θ ein, für welchen dann, weil $r(1 - \cos\theta) = s_1$ ist, nach (4):

$$y_1 = \frac{b}{b+h} \frac{\theta}{\pi} 2r$$

ausfällt, während der Minimalwerth y_2 unverändert bleibt.

Dieselbe Bestimmung gilt auch für zwei einfachwirkende Gebläsecylinder mit diametral gegenüber gestellten Kurbeln, welche den Wind in denselben Regulator blasen; besteht dagegen das Gebläse aus zwei doppeltwirkenden Cylindern, so ist eine andere, im Folgenden entwickelte Formel in Anwendung zu bringen.

Da hier eine Kurbelwarze der anderen um $\frac{\pi}{2} = 90^0$ vorausgeht, so ist nach (4) zu setzen:

$$y = \frac{b}{b+h} \frac{\beta}{\pi} 2r - r(1 - \cos\beta) + s_1 + \frac{b}{b+h} \frac{\pi + 2\beta}{\pi} r$$
$$- r(1 + \sin\beta) + s_1$$
$$= \frac{b}{b+h}\left(1 + \frac{4}{\pi}\beta\right) r - (2 - \cos\beta + \sin\beta) r + 2 s_1 \ . \ . \ . \ (11)$$

Aus $\frac{\partial y}{\partial \beta} = 0$ erhält man das Maximum oder Minimum dieser veränderlichen Differenz für

$$\sin\beta + \cos\beta = \frac{b}{b+h} \frac{4}{\pi},$$

wonach

$$\sin 2\beta = \left(\frac{b}{b+h} \frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (12)$$

folgt.

Setzt man den kleineren Werth (β_1), welcher diesem Sinus zukommt, in die Formel (11) ein, so erhält man den Maximalwerth y_1, und führt man den größeren Winkelwerth (β_2) ein, so stellt sich der Minimalwerth heraus; übrigens ist aber der Fassungsraum W ganz nach Formel (9) zu berechnen, und daher

$$W=\left(\frac{2}{\pi}(\beta_1-\beta_2)b+[(\cos\beta_1-\cos\beta_2)-(\sin\beta_1-\sin\beta_2)]\frac{b+h}{2}\right)\frac{V}{\delta h} \quad (13)$$

zu setzen.

Fällt $\beta_1 < \theta$ aus, so muß man y_1 aus θ berechnen, und daher

$$W=\left(\frac{2}{\pi}(\theta-\beta_2)b+[(\cos\theta-\cos\beta_2)-(\sin\theta-\sin\beta_2)]\frac{b+h}{2}\right)\frac{V}{\delta h} \quad (13^a)$$

setzen.

Für sehr kleine Pressungen hat man $\sin 2\beta = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 = 0{,}6210$, also

$$2\beta_1 = 38^0\,24' \text{ und } 2\beta_2 = 141^0\,36',$$

oder

$$\beta_1 = 19^0\,12' \text{ und } \beta_2 = 70^0\,48',$$

und es ist hiernach

$$y_1 = 0{,}0422\,r \text{ sowie } y_2 = -\,0{,}0422\,r,$$

so daß nun

$$W = 0{,}0422\,\frac{b}{\delta h}\,V \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (14)$$

folgt.

Gewöhnlich begnügt man sich mit dem Regulirungsgrade

$$\delta = \frac{z}{h} = 0{,}04 \text{ bis } 0{,}06.$$

Beispiel. Wenn ein eincylindriges Kolbengebläse mit doppelter Wirkung bei einem Barometerstande von 750 mm Wind vom Manometerstande $h = 50$ mm erzeugt, so ist der erforderliche Fassungsraum des Windregulators für einen Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = 0{,}05$

$$W = 0{,}2105\,\frac{b}{\delta h}\,V = 0{,}2105\,\frac{750}{0{,}05\,.\,50}\,V = 63{,}15\,V.$$

Wenn aber dieses Gebläse dazu bestimmt ist, Wind von 150 mm Ueberdruck zu erzeugen, wenn also

$$\frac{h}{b} = \frac{150}{750} = 0{,}2 \text{ und } \frac{h}{b+h} = \frac{150}{900} = 0{,}1667$$

ist, so muß man die Bestimmung des Fassungsraumes W nach der Formel (9) vornehmen und darin $\beta_1 = \theta$ setzen.

Es ist dann

$$\sin\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{h}{b+h}} = \sqrt{0{,}1667} = 0{,}4083,$$

daher

$$\frac{\theta}{2} = 24^0\,6' \text{ und } \beta_1 = \theta = 48^0\,12',$$

dagegen hat man

$$sin\,\beta_2 = \frac{2}{\pi}\,\frac{b}{b+h} = \frac{2}{\pi}\,\frac{750}{900} = 0{,}5305,$$

wonach sich $\beta_2 = 180^0 - 32^0\,4' = 147^0\,56'$ ergiebt.

Nun folgt

$$\frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi}\,b = \frac{48{,}2 - 147{,}93}{180}\,750 = -\,415{,}6$$

und

$$\frac{cos\,\beta_1 - cos\,\beta_2}{2}\,(b+h) = 0{,}7568\,.\,900 = 681{,}1,$$

daher ergiebt sich der erforderliche Fassungsraum des Windregulators:

$$W = \left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi}\,b + \frac{cos\,\beta_1 - cos\,\beta_2}{2}\,(b+h)\right)\frac{V}{\delta h}$$

$$= (681{,}1 - 415{,}6)\,\frac{V}{0{,}05\,.\,150} = 35{,}4\,V.$$

Der **Kolbenregulator** regulirt den Wind ebenfalls nur unvollständig, weil in Folge der Kolbenreibung ein gewisser Kraftüberschuß nöthig ist, um den Kolben in Bewegung zu setzen. Ist F die Fläche, G die Belastung und R die Reibung des Regulatorkolbens, so hat man den mittleren Ueberdruck des Windes im Regulator:

$$p = \frac{G}{F},$$

den Maximalwerth des Ueberdruckes

$$p_1 = \frac{G+R}{F},$$

und den Minimalwerth desselben

$$p_2 = \frac{G-R}{F},$$

folglich die größte Differenz der Windpressung

$$p_1 - p_2 = \frac{2\,R}{F},$$

und ihr Verhältniß zum mittleren Ueberdruck

$$\delta = \frac{p_1 - p_2}{p} = \frac{2\,R}{G}.$$

Nun ist aber $R = \varphi\,\pi\,d\,b\,p$, wenn d den Durchmesser des Regulatorkolbens und b die Breite seines Liderungskranzes bezeichnet, daher folgt

$$\delta = \frac{2\,\varphi\,\pi\,d\,b\,p}{F\,p} = 8\,\varphi\,\frac{b}{d},$$

und ist, wie gewöhnlich, δ gegeben, so hat man hieraus den erforderlichen **Durchmesser des Kolbenregulators:**

$$d = 8\varphi \frac{b}{\delta},$$

zu berechnen. Wenn man $\varphi = 0{,}25$ einsetzt, so folgt

$$d = 2\frac{b}{\delta},$$

z. B. für $\delta = 0{,}05$

$$d = 40\ b.$$

Bei dem **Glockenregulator** mit Wasserabschluß sind die Bewegungshindernisse fast Null, und ist daher die Regulirung eine sehr vollkommene.

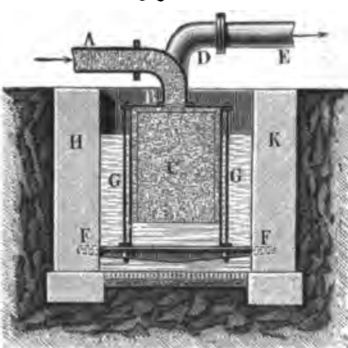
Anders ist es aber bei dem sogenannten **Wasserregulator**, welcher aus einem feststehenden und von unten durch Wasser abgesperrten Reservoir besteht. Die Wirksamkeit desselben ist auf ähnliche Weise zu beurtheilen wie die des Gefäßregulators. Es sei wie oben die größte Veränderung der dem Regulator zugeführten Windmenge $= F(y_1 - y_2)$ und die entsprechende Veränderung des Manometerstandes in einer Wassersäule gemessen $= z$. Bezeichnet man ferner den Querschnitt des eigentlichen Regulators C, Fig. 807, durch G, sowie den Querschnitt des Reservoirs HK, worin C steht (nach Abzug von G) durch G_1 und die dem z entsprechende Steigung oder Senkung des Wasserspiegels in C durch x, sowie die entsprechende Senkung oder Steigung der Oberfläche des Wassers in HK durch x_1, so hat man

$$Gx = G_1 x_1, \text{ daher } x_1 = \frac{G}{G_1}x$$

und

$$z = x + x_1 = \frac{G + G_1}{G_1}x.$$

Fig. 807.



Die durch Senkung des Wasserspiegels in C bewirkte Vergrößerung des Windraumes ist

$$Gx = \frac{G G_1}{G + G_1}z.$$

Man hat nun wie oben

$$\frac{b + h - z}{b + h} = \frac{W - [F(y_1 - y_2) - Gx]}{W}$$

oder

$$\frac{z}{b + h} = \frac{F(y_1 - y_2) - Gx}{W},$$

und daraus

$$\frac{z}{b+h} W = F (y_1 - y_2) - \frac{G G_1 z}{G + G_1}.$$

Führt man noch $z = \delta h$ ein, so folgt

$$W = \left(F \frac{y_1 - y_2}{\delta h} - \frac{G G_1}{G + G_1}\right)(b + h),$$

oder, wenn man den Inhalt $2 F r$ des Gebläsecylinders durch V bezeichnet:

$$W = \left(\frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{\delta h} - \frac{G G_1}{G + G_1}\right)(b + h) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Ist a die mittlere Höhe des Regulatorraumes C, so hat man

$$W = G a,$$

und daher

$$a = \left(\frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{\delta G h} - \frac{G_1}{G + G_1}\right)(b + h) \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Hierin sind b und h ebenso wie z, x und x_1 in Wassersäulen auszudrücken.

Um einen möglichst kleinen Fassungsraum zu erhalten, muß man $\frac{G_1}{G}$ sehr groß machen, also den Windkasten in ein großes Bassin, z. B. in einen Teich, stellen; dann ist $\frac{G_1}{G + G_1} = 1$, und daher

$$W = \left(\frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{V}{\delta h} - G\right)(b + h),$$

oder

$$W\left(1 + \frac{b + h}{a}\right) = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b + h}{\delta h} V,$$

und daher

$$W = \frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b + h}{\delta h} \frac{V}{1 + \frac{b + h}{a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

Beispiel. Bei dem oben berechneten Trockenregulator haben wir für $b = 750$, $h = 150$ mm, $\delta = 0{,}05$

$$\frac{y_1 - y_2}{2r} \frac{b + h}{\delta h} V = 35{,}4\, V$$

gefunden; wendet man aber statt desselben einen in ein großes Bassin zu stellenden Wasserregulator an, dessen mittlerer Fassungsraum für den Wind die Höhe $a = 2$ m hat, so ist die Größe dieses Raumes nur

$$W = \frac{35{,}4\, V}{1 + \frac{0{,}900 \,.\, 13{,}6}{2}} = \frac{35{,}4}{7{,}12} V = 4{,}97\, V$$

zu machen.

§. 194. **Grösse der Düsen.** Aus dem von dem Gebläse in den Windregulator geführten Windquantum und aus der Pressung (h) des Windes im Regulator ist nun der erforderliche Querschnitt F_μ der Düsenmündungen zu bestimmen. Wäre die Düse unmittelbar an dem Windregulator angebracht, so würde das unter dem äußeren Drucke p gemessene Ausströmungsquantum nach der in Thl. I entwickelten Formel:

$$Q = \mu F_\mu \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}$$

$$= \mu F_\mu \left(\frac{b+h}{b}\right)^{0,296} \sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\cdot 3,38\left[1-\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,296}\right]} \quad . \; . \; . \; (1)$$

zu setzen, und hierin für Metermaß nach Thl. I:

$$\sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}} = 396\sqrt{1 + 0,00367\,\tau}$$

einzuführen sein, wo τ die Temperatur des Windes im Regulator bezeichnet. Letztere kann man, wenn keine Winderhitzung stattfindet, der Temperatur der äußeren Luft gleichsetzen, denn wenn auch der Wind durch die Zusammendrückung von p auf p_1 erwärmt wird, so verliert derselbe doch wieder einen großen Theil dieser Wärme durch die Abkühlung an den Wänden des Gebläsecylinders, der Windleitung und des Regulators.

Ist τ_1 die Wärme des Windes unmittelbar nach der Zusammendrückung, sowie τ die Temperatur der eingesaugten Luft, so hat man

$$\frac{1+\delta\tau_1}{1+\delta\tau} = \left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1+\frac{h}{b}\right)^{0,296}.$$

Annähernd ist

$$\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1 + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\frac{h}{b} - \frac{\varkappa-1}{2\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2,$$

daher folgt

$$\tau_1 = \tau + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\frac{h}{b}\left(1-\frac{1}{2\varkappa}\frac{h}{b}\right)\left(\tau+\frac{1}{\delta}\right),$$

oder da $\delta = 0,00367$ und $\varkappa = 1,42$ ist:

$$\tau_1 = \tau + 0,296\,\frac{h}{b}\left(1 - 0,352\,\frac{h}{b}\right)(\tau + 273^0),$$

z. B. für $\frac{h}{b} = 0,1$,

$$\tau_1 = \tau + 0,0285\,(\tau + 273^0),$$

daher die Zunahme an Temperatur

$$\tau_1 - \tau = 0{,}0285\,(\tau + 273^0) = 7{,}78^0 + 0{,}0285\,\tau,$$

also für gewöhnliche Lufttemperaturen $\tau_1 - \tau$ circa 8^0.

Um recht sicher zu gehen, möchte jedoch die Temperatur des Windes im Regulator nur um $\frac{\tau_1 - \tau}{2}$ größer, also für $\frac{b}{h} = 0{,}1$ um 4^0 höher anzunehmen sein als die äußere Lufttemperatur.

Für die gewöhnlichen Windpressungen ist obiger Ausdruck für Q für den praktischen Gebrauch viel bequemer in folgende Näherungsformel umzusetzen. Wenn $\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}$ mit n bezeichnet wird, ist

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]} = \sqrt{\frac{1}{n}\left(\frac{p_1}{p}\right)^n \left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^n - 1\right]}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{n}\left(1+\frac{h}{b}\right)^n \left[\left(1+\frac{h}{b}\right)^n - 1\right]}$$

$$= \sqrt{\left[1+n\frac{h}{b}+n\frac{n-1}{2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\left[1+\frac{n-1}{2}\frac{h}{b}+\frac{n-1}{2}\frac{n-2}{3}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b}}$$

$$= \sqrt{\left[1+\frac{3n-1}{2}\frac{h}{b}+\frac{7n^2-9n+2}{6}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b}},$$

oder statt n wieder $\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}$ eingeführt:

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]}$$

$$= \sqrt{\left[1+\frac{2\varkappa-3}{2\varkappa}\frac{h}{b}-\frac{5\varkappa-7}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b}},$$

und daher die ausströmende Windmenge:

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h}{b}\left[1+\frac{2\varkappa-3}{2\varkappa}\frac{h}{b}-\frac{5\varkappa-7}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]}.$$

Führt man $\varkappa = 1{,}42$ ein, so ergiebt sich

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h}{b}\left[1-0{,}0563\frac{h}{b}-0{,}0083\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Bei kleinen Windpressungen ist einfacher

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b} \left(1 - 0{,}0563 \frac{h}{b}\right)}$$

$$= \mu F_\mu \left(1 - 0{,}028 \frac{h}{b}\right) \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (2^a)$$

und noch einfacher

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b}} = \mu F_\mu \sqrt{2g \frac{p}{\gamma} \frac{h}{b}} \quad \ldots \ldots \ldots (2^b)$$

oder endlich, wenn die Dichtigkeit der Manometerfüllung ε mal so groß ist, als diejenige γ der äußeren Luft, so daß also $p = \varepsilon b \gamma$ zu setzen ist, so folgt

$$Q = \mu F_\mu \sqrt{2 g \varepsilon h} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (2^c)$$

genau wie bei einer incompressiblen Flüssigkeit (s. Bd. I).

Aus dem Windquantum Q folgt nun der Querschnitt der Düsenmündung, oder bei mehreren Düsen, die Summe der Querschnitte sämmtlicher Düsenmündungen:

$$F_\mu = \frac{Q}{\mu \left(1 - 0{,}028 \frac{h}{b}\right) \sqrt{2 g \frac{p}{\gamma} \frac{h}{b}}} = \frac{\left(1 + 0{,}028 \frac{h}{b}\right) Q}{\mu \sqrt{2g \frac{p}{\gamma} \frac{h}{b}}},$$

d. i. für Metermaß:

$$F_\mu = \frac{\left(1 + 0{,}028 \frac{h}{b}\right) Q}{396 \mu \sqrt{(1 + 0{,}00367\, \tau) \frac{h}{b}}} \text{ Quadratmeter.} \quad \ldots \ldots (3)$$

Es ist anzunehmen, daß das effective Windquantum eines Cylindergebläses nur 60 bis 75 Proc. des theoretischen Windquantums $Q = \frac{n F s}{60}$ beträgt, und man hat hiernach in obigen Formeln statt Q nur 0,60 Q bis 0,75 Q einzusetzen. Der Ausflußcoefficient ist ebenfalls nicht ganz constant, sondern für kleine Manometerstände (h) von 1 cm, $\mu = 0{,}910$, und für große Manometerstände (h) von 20 cm, $\mu = 0{,}928$, jedoch im Mittel $\mu = 0{,}920$ zu setzen. Aus dem gefundenen Querschnitte F_μ und der Anzahl der Düsen lassen sich nun leicht die Durchmesser der Düsenmündungen, wofern letztere die Kreisform haben, bestimmen.

Anmerkung. Näheres über diese Ausflußverhältnisse des Windes siehe: „Vorläufige Mittheilungen über die Ergebnisse vergleichender Versuche über den Ausfluß der Luft und des Wassers unter hohem Drucke", von J. Weisbach; im

„Civilingenieur“ Bd. V; ferner Tabelle zur Berechnung der Windmengen u. s. w., von C. Reuschild; in der berg- und hüttenmännischen Zeitung, Jahrg. 1859; sowie „Ueber die neueren Fortschritte in der Theorie der Gebläse“, von J. v. Hauer; in den „Erfahrungen des berg- und hüttenmännischen Maschinen-, Bau- und Aufbereitungswesens von Rittinger“, Jahrg. 1858.

Beispiel. Wenn das im Beispiele zu §. 191 berechnete Gebläse der Luft zum Eintritt per Secunde den Raum von 2,827 cbm darbietet, so kann man annehmen, daß dasselbe per Secunde die unter dem äußeren Luftdrucke gemessene Windmenge

$$Q = 0{,}7 \,.\, 2{,}827 = 1{,}98 = 2 \text{ cbm}$$

liefere. Ist dann noch bei dem Barometerstande $b = 760$ mm die Windpressung $h = 160$ mm Quecksilbersäule, sowie die Temperatur des Windes $\tau = 15^0$, und nimmt man den Ausflußcoefficienten $\mu = 0{,}92$ an, so folgt der erforderliche Düsenquerschnitt:

$$F_\mu = \frac{\left(1 + 0{,}028\,\frac{160}{760}\right) 2}{396 \,.\, 0{,}92 \sqrt{(1 + 0{,}00367 \,.\, 15)\,\frac{160}{760}}} = \frac{2{,}0118}{364{,}3 \sqrt{0{,}2221}}$$

$$= 0{,}0117 \text{ qm.}$$

Ist die Anzahl der Düsen = 3, und haben die Mündungen derselben die Kreisform, so folgt der nöthige Durchmesser einer Düse:

$$d_\mu = \sqrt{\frac{4 F_\mu}{3 \pi}} = 0{,}070 \text{ m.}$$

Bei der im Obigen angegebenen Bestimmungsweise ist vorausgesetzt worden, daß der Manometerstand h des Windes im Regulator gegeben sei; ist aber das Manometer am Ende der Windleitung unmittelbar vor der Düse angebracht, so zeigt dasselbe einen niedrigeren Stand h_1, weil hier ein Theil des ursprünglichen Druckes auf die Erzeugung der Geschwindigkeit des Windes in der Leitung verwendet worden ist.

Bezeichnet F_1, v_1 und γ_1 Querschnitt der Röhre, Geschwindigkeit und Dichtigkeit des Windes an der Einmündungsstelle des Manometers, sowie F_μ, v_μ und γ_μ Querschnitt der Düse, Geschwindigkeit und Dichtigkeit des Windes an der Ausmündung, so ist das Gewicht der ausströmenden Windmenge:

$$F_1 v_1 \gamma_1 = F_\mu v_\mu \gamma_\mu,$$

und daher

$$\frac{v_1}{v_\mu} = \frac{F_\mu}{F_1} \frac{\gamma_\mu}{\gamma_1} = \frac{F_\mu}{F_1} \left(\frac{b}{b + h_1}\right)^{\frac{1}{x}},$$

daher die zur Vergrößerung der Geschwindigkeit von v_1 auf v_μ nöthige Druckhöhe:

$$\frac{v_\mu^2 - v_1^2}{2g} = \left[1 - \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2 \left(\frac{b}{b + h_1}\right)^{\frac{2}{x}}\right] \frac{v_\mu^2}{2g} = C\,\frac{v_\mu^2}{2g}.$$

Diesen Werth hat man gleich $\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[1-\left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]$ zu setzen (s. Thl. I), und erhält daraus die entsprechende **Ausflußgeschwindigkeit**:

$$v_\mu = \frac{1}{\sqrt{C}}\sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[1-\left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]},$$

und die **Ausflußmenge**, gemessen unter dem äußeren Drucke:

$$Q = \frac{\mu F_\mu}{\sqrt{C}}\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left[1-\left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]} \quad . . (4)$$

Annähernd, und zur Berechnung einfacher hat man nach dem Vorstehenden

$$Q = \mu F_\mu \frac{1-0{,}028\,\frac{h_1}{b}}{\sqrt{C}}\sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h_1}{b}} \quad . . . . . . (4^a)$$

oder, wenn man näherungsweise $C = 1-\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2$ setzt, noch einfacher und meist hinreichend genau:

$$Q = \left(1-0{,}028\,\frac{h_1}{b}\right)\mu F_\mu\sqrt{\frac{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h_1}{b}}{1-\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}} \quad . . . . (4^b)$$

Hiernach ist nun der gesuchte Düsenquerschnitt, wenn man nach Thl. I noch

$$\sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}} = 396\,\sqrt{1+\delta\,\tau} \text{ setzt:}$$

$$F_\mu = \left(1+0{,}028\,\frac{h_1}{b}\right)\frac{Q}{396\,\mu}\sqrt{\frac{1-\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}{(1+0{,}00367\,\tau)\,\frac{h_1}{b}}}\ \text{qm.} \quad . . (5)$$

Wenn ferner der Regulator durch eine **längere Zwischenröhre** mit der Düse verbunden ist, so muß auch noch auf die **Reibung** des Windes in dieser Röhre Rücksicht genommen werden.

Bezeichnet l_1 die Länge, d_1 die Weite und F_1 den Querschnitt dieser Zwischenröhre, so ist die Druckhöhe, welche die Reibung des Windes in derselben in Anspruch nimmt,

$$z = \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{F\mu}{F_1}\right)^2 \frac{v\mu^2}{2g} = \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \left(\frac{d\mu}{d_1}\right)^4 \frac{v\mu^2}{2g},$$

wobei der Widerstandscoefficient $\zeta_1 = 0{,}025$ gesetzt werden kann.

Außer diesem Widerstande kommen noch andere Bewegungshindernisse in der Zwischenröhre oder Windleitung vor, namentlich Krümmungswiderstände und Widerstände an Stellhähnen u. s. w. Dieselben lassen sich wie bei den Wasserleitungen in Betracht ziehen, namentlich ist auch hier der verlorene Druck bei einer plötzlichen Umsetzung der Geschwindigkeit v_1 in v_2:

$$z_1 = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \text{ u. s. w.}$$

Bezeichnet man den Widerstandscoefficienten $\frac{1}{\mu^2} - 1$ der Düse durch ζ_μ und die Summe der Widerstandscoefficienten für die übrigen Hindernisse der Bewegung des Windes in der Windleitung durch $\Sigma(\zeta)$, so folgt dann

$$Q = \left(1 - 0{,}028 \frac{h}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{h}{b}}{1 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}}$$

$$= 396 \left(1 - 0{,}028 \frac{h}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{(1 + 0{,}00367\,\tau) \frac{h}{b}}{1 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}} \quad (6)$$

und daher der Düsenquerschnitt

$$F_\mu = \left(1 + 0{,}028 \frac{h}{b}\right) \frac{Q}{396\mu} \sqrt{\frac{1 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}{(1 + 0{,}00367\,\tau) \frac{h}{b}}} \text{ qm} \quad (7)$$

Wenn sich eine Windleitungsröhre in Zweige theilt, wie z. B. bei dem Hohofen in Fig. 808 (a. f. S.), wo der Wind mittelst dreier Düsen in den Schmelzraum geführt wird, so muß man die Berechnungen von F_μ auf ähnliche Weise ausführen wie bei Verzweigungen der Wasserleitungen (s. Thl. II).

Ist z der (übrigens unbekannte) Manometerstand unmittelbar vor der Verzweigung, l_1, d_1 und F_1 Länge, Weite und Querschnitt der Hauptröhre vom Regulator bis zum Theilpunkte gemessen, ζ_0 der Widerstandscoefficient für die Eintrittsstelle und v_1 die Geschwindigkeit des Windes in dieser Röhre, so gilt die Formel

$$z = h - \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{v_1^2}{2 g \varepsilon}$$

$$= h - \frac{1}{2 g \varepsilon} \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{4 Q}{\pi d_1^2}\right)^2 \quad \ldots \ldots \ldots (8)$$

und wenn man diesen Werth von z in die Formel (7) für h einführt, so wird

$$F_\mu = \left(1 + 0{,}028 \frac{z}{b}\right) \frac{Q}{396 n \mu} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2}{(1 + 0{,}00367\, \tau) \frac{z}{b}}}$$

Fig. 808.



worin l_2, d_2 u. s. w. die Länge, Weite u. s. w. einer der n Zweigröhren und F_μ den Querschnitt der Düsenmündung dieser Zweigröhre bezeichnet.

Beispiel. Wenn bei der Windführung in Fig. 808 der Wind in der 5 m langen Hauptröhre WA mit $v_1 = 10$ m Geschwindigkeit zugeführt werden soll, und das Windquantum wie im vorigen Beispiele $Q = 2$ cbm beträgt, so ist der erforderliche Querschnitt dieser Röhre

$$F_1 = \frac{Q}{v_1} = 0{,}2 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \,.\, 0{,}2}{3{,}14}} = 0{,}505 \text{ m} = rot\ 0{,}5 \text{ m}$$

gehört. Führt man einen Widerstandscoefficienten für den Eintritt in die

Leitung $\zeta_0 = 0{,}50$, den Reibungscoefficienten $\zeta = 0{,}025$, den Manometerstand im Regulator $h = 160$ mm und das specifische Gewicht des Windes in Hinsicht auf das Quecksilber

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{800\,.\,13{,}6} = \frac{1}{10880}$$

ein, so erhält man den Barometerstand am Theilpunkte oder Ende A dieser Röhre nach der Formel (8):

$$z = h - \left(1 + \zeta_0 + \zeta\,\frac{l_1}{d_1}\right)\frac{v_1^2}{2g\varepsilon} = 0{,}160 - \left(1{,}5 + 0{,}025\,\frac{5}{0{,}5}\right)\frac{10^2}{10880}\,0{,}051$$

$$= (0{,}160 - 0{,}0008)\,\text{m} = 159{,}2\,\text{mm}.$$

Annähernd ist nach dem obigen Beispiele der Inhalt der sämmtlichen drei Düsenmündungen $3\,F_\mu = 0{,}0117$ qm, folglich der Querschnitt einer Düse $F_\mu = 0{,}0039$ und ihr Durchmesser 0,070 m. Giebt man einer Zweigröhre den Querschnitt

$$F_2 = \frac{F_1}{3} = \frac{0{,}2}{3} = 0{,}0667\,\text{qm},$$

und demnach eine Weite von $d_2 = 0{,}292$ m, so hat man

$$1 - \left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2 = 1 - \left(\frac{0{,}0039}{0{,}0667}\right)^2 = 1 - 0{,}0034 = 0{,}9966,$$

und nimmt man $\Sigma(\zeta) = 2$, sowie $\zeta_2 = 0{,}025$ und die Länge einer Zweigröhre $l_2 = 10$ m, so erhält man

$$\left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2 = \left(2 + 0{,}025\,\frac{10}{0{,}292}\right)0{,}0034 = 0{,}010,$$

und da nun noch

$$\zeta_\mu = \left(\frac{1}{0{,}92}\right)^2 - 1 = 0{,}1814,$$

$$\left(1 + 0{,}028\,\frac{z}{b}\right) = 1 + 0{,}028\,\frac{159{,}2}{760} = 1{,}006,$$

ferner für $\tau = 15^0$

$$(1 + 0{,}00367\,\tau)\,\frac{z}{b} = 1{,}055\,\frac{159{,}2}{760} = 0{,}221$$

und

$$\frac{Q}{396\,n\,\mu} = \frac{2}{396\,.\,3\,.\,0{,}92} = 0{,}00183$$

ist, so folgt der nöthige Mündungsquerschnitt einer Düse nach der Formel (9):

$$F_\mu = 1{,}006\,.\,0{,}00183\sqrt{\frac{0{,}9966 + 0{,}1814 + 0{,}010}{0{,}221}} = 0{,}00427\,\text{qm},$$

wozu ein Durchmesser gehört von

$$d_\mu = \sqrt{\frac{4\,.\,0{,}00427}{3{,}14}} = 0{,}074\,\text{m}.$$

Erhitzte Gebläseluft. Bei der Anwendung eines Röhrenapparats §. 195. zur Erhitzung der Gebläseluft hat dieselbe auch noch die Reibungs- und Krümmungswiderstände in den Röhren des Apparats zu überwinden. Diese

Widerstände fallen nicht unbedeutend aus, weil zur Erlangung einer schnellen Wärmemittheilung die einzelnen Röhren des Apparats eine kleine mittlere Weite $\left(d = \frac{4F}{p}\right)$ erhalten. In einem solchen Röhrenapparate geht die Temperatur τ_1 der aus dem Regulator kommenden Luft allmälig in die höhere Temperatur τ_2 (von 200° bis 300° C.) über, wobei ihre Dichtigkeit γ_1 nach und nach einen kleineren Werth γ_2 annimmt, und auch die Geschwindigkeit v_1 sich in v_2 ändert. Da sich das Gewicht des die Röhre vom Querschnitte F durchströmenden Windquantums $F v_1 \gamma_1 = F v_2 \gamma_2$ setzen läßt, so folgt

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}.$$

Ist der Manometerstand am Endpunkte der Heizröhre um y kleiner als derjenige h am Anfangspunkte derselben, so hat man nach Thl. I

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{b + h}{b + h - y} \, \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1},$$

daher folgt auch

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{b + h}{b + h - y} \, \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1},$$

oder annähernd

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(1 + \frac{y}{b + h}\right) \frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

so daß nun, wenn man zur Abkürzung

$$\frac{1 + \delta \tau_2}{1 + \delta \tau_1} = \chi \text{ setzt}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 = \left(1 + \frac{2y}{b + h}\right) \chi^2$$

folgt und sich

$$v_2^2 - v_1^2 = \left(\chi^2 - 1 + \frac{2y}{b + h} \chi^2\right) v_1^2 \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

sowie

$$v_2^2 + v_1^2 = \left(\chi^2 + 1 + \frac{2y}{b + h} \chi^2\right) v_1^2 \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

setzen läßt.

Bezeichnet $\Sigma\,(\zeta)$ die Summe der Coefficienten des Krümmungswiderstandes, ζ_2 den Reibungscoefficienten, l_2 die Länge und d_2 die Weite der Heizröhre, so läßt sich die von den Widerständen in dieser Röhre in Anspruch genommene Druckhöhe:

$$q = \left(\Sigma\,(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\frac{1}{2}\,(v_1^2 + v_2^2)}{2\,g}$$

$$= \left(\Sigma\,(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{\chi^2 + 1}{2} + \frac{y}{b+h}\,\chi^2\right)\frac{v_1^2}{2\,g} \quad . \; . \; . \; (5)$$

setzen, und ist noch ε das Verhältniß der Dichtigkeit des Quecksilbers zu der der äußeren Luft unter dem Drucke b und bei der Temperatur τ, so folgt

$$\varepsilon\,y = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2\,g} + q = \left(\chi^2 - 1 + \frac{2\,y}{b+h}\,\chi^2\right)\frac{v_1^2}{2\,g}$$

$$+ \left(\Sigma\,(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{\chi^2 + 1}{2} + \frac{y}{b+h}\,\chi^2\right)\frac{v_1^2}{2\,g}$$

oder

$$\left(\varepsilon - \left[2\,\chi^2 + \left(\Sigma\,(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\chi^2\right]\frac{v_1^2}{2\,g\,(b+h)}\right)y$$

$$= \left[\chi^2 - 1 + \left(\Sigma\,(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\chi^2 + 1}{2}\right]\frac{v_1^2}{2\,g},$$

so daß nun die Verminderung des Manometerstandes in der Heizröhre:

$$y = \frac{\chi^2 - 1 + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\chi^2 + 1}{2}}{\varepsilon - \left(2 + \Sigma(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\chi^2\,\frac{v_1^2}{2\,g\,(b+h)}}\,\frac{v_1^2}{2\,g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; (6)$$

folgt, und sich nun auch die Geschwindigkeit v_2 des erhitzten Windes am Ende der Heizröhre mittelst der Formel (1) durch

$$v_2 = \left(1 + \frac{y}{b+h}\right)\chi\,v_1 = \left(1 + \frac{y}{b+h}\right)\left(\frac{1 + \delta\,\tau_2}{1 + \delta\,\tau_1}\right)v_1 \quad . \; . \; (7)$$

berechnen läßt.

Bezeichnet, wie oben, h den Manometerstand im Regulator, und d_1 die Weite, l_1 die Länge des Stückes der Windleitung, welches den Wind vom Regulator nach dem Heizapparate führt u. s. w., so hat man den Manometerstand am Ende des Heizapparates:

$$z = h - y - \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\frac{v_1^2}{2\,g\,\varepsilon} \quad . \; . \; . \; . \; . \; (8)$$

Es ist nun das durch die Düse ausströmende Windquantum von der Temperatur τ_2 und reducirt auf den äußeren Druck b:

$$Q_1 = \left(1 - 0{,}028\,\frac{z}{b}\right)\mu\,F_\mu\sqrt{\frac{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\,\frac{z}{b}}{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3\,\frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2}}, \quad (9)$$

wobei l_3, d_3 und F_3 Länge, Weite und Querschnitt der nach den Düsen führenden Zweigröhren, sowie ζ_3 den Reibungscoefficienten und $\Sigma\,(\zeta_1)$ die Summe der übrigen Widerstandscoefficienten derselben bezeichnen und $\zeta_\mu = \frac{1}{\mu^2} - 1$ den Widerstandscoefficienten der Düse bedeutet.

Setzt man der Kürze halber

$$1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3\,\frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 = w \qquad (10)$$

und

$$\sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}} = 396\,\sqrt{1 + \delta\,\tau_2},$$

so kann man auch schreiben:

$$Q_1 = 396\left(1 - 0{,}028\,\frac{z}{b}\right)\mu\,F_\mu\,\sqrt{\frac{1 + \delta\tau_2}{w}\,\frac{z}{b}}.$$

Man erhält daher das auf die äußere Temperatur τ und den Barometerstand b reducirte Windquantum:

$$Q = \frac{1+\delta\tau}{1+\delta\tau_2}\,Q_1 = 396\,(1+\delta\tau)\left(1-0{,}028\,\frac{z}{b}\right)\mu\,F_\mu\,\sqrt{\frac{z}{(1+\delta\tau_2)\,w\,b}} \quad (11)$$

so daß bei gegebenem Windquantum der erforderliche Mündungsquerschnitt sämmtlicher Düsen:

$$F_\mu = \frac{1 + 0{,}028\,\frac{z}{b}}{396\,(1 + \delta\,\tau)\,\mu}\,Q\,\sqrt{(1 + \delta\,\tau_2)\,w\,\frac{b}{z}}\ \text{qm} \;.\;.\;.\; (12)$$

gesetzt werden kann.

Es ist also der Düsenmündung ein um so größerer Querschnitt zu geben, je niedriger die Temperatur τ der äußeren Luft und je höher die Temperatur τ_2 des ausströmenden Windes ist.

Um über die Menge des durch das Gebläse in den Schmelzraum eingeblasenen Sauerstoffs Vergleiche anstellen zu können, reducirt man das Windquantum auf 0° Wärme und auf den mittleren Barometerstand $b_0 = 760$ mm. Dieses reducirte Windquantum ist:

$$Q_0 = \frac{1}{1+\delta\,\tau_2}\,\frac{b}{b_0}\,Q_1 = \frac{1}{1+\delta\,\tau}\,\frac{b}{b_0}\,Q \;.\;.\;.\;.\;. \; (13)$$

Um das Windquantum Q beim Durchströmen der Heizröhre von der Temperatur τ_1 auf die verlangte Temperatur τ_2 zu erhitzen, ist nöthig, derselben eine gewisse Oberfläche O zu geben. Wir haben in Thl. II nach Cavé angenommen, daß 1 qm Heizfläche stündlich 19 kg Dampf oder

circa 19.600 = 11400 Wärmeeinheiten, also per Minute $\frac{11400}{60} = 190$ Wärmeeinheiten liefere; nach Walter (s. dessen Eisenhüttenkunde) soll man bei einem Winderhitzungsapparate nur 100 Wärmeeinheiten per Minute auf 1 qm Heizfläche rechnen. Da die specifische Wärme der Luft ein Viertel von der des Wassers ist, so erwärmt folglich 1 qm Heizfläche 1 kg Luft per Minute um 400°, oder $^4/_3$ kg, d. h. nahezu 1 cbm auf 300°; folglich kann man mit 1 qm Heizfläche pro Minute circa 1 cbm Wind auf 300° erhitzen.

Bezeichnet p_ω den äußeren Umfang und l_ω die Länge des von außen mit warmer Luft umgebenen Theiles der Heizröhre, so hat man hiernach zur Erwärmung des pro Secunde durchgeführten Luftquantums Q

$$p_\omega \, l_\omega = 60 \, Q,$$

oder allgemeiner

$$p_\omega \, l_\omega = 0{,}2 \, (\tau_2 - \tau_1) \, Q$$

zu setzen, und hiernach die erforderliche Länge sämmtlicher Heizröhren zusammengenommen:

$$l_\omega = 0{,}2 \, (\tau_2 - \tau_1) \, \frac{Q}{p_\omega} \text{ Meter.}$$

Ist der Querschnitt einer Heizröhre eine Ellipse mit den Halbaxen a_2 und $b_2 = \nu a_2$, so hat man den lichten Querschnitt einer Heizröhre:

$$F_2 = \pi a_2 b_2 = \nu \pi a_2^2,$$

und daher

$$a_2 = \sqrt{\frac{F_2}{\nu \pi}}, \text{ sowie } b = \nu \sqrt{\frac{F_2}{\nu \pi}} = \sqrt{\frac{\nu F_2}{\pi}},$$

sowie den inneren Umfang derselben annähernd

$$p_2 = \pi \, (a_2 + b_2) \left[1 + {}^1/_4 \left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2}\right)^2\right],$$

daher

$$\frac{p_2}{F_2} = \frac{a_2 + b_2}{a_2 b_2} \left[1 + {}^1/_4 \left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2}\right)^2\right].$$

Der äußere Perimeter einer Heizröhre ist, bei der Wandstärke e_2 derselben

$$p_\omega = \pi \, (a_2 + b_2 + 2 e_2) \left[1 + {}^1/_4 \left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2 + 2 e}\right)^2\right].$$

Beispiel. Wenn man bei der in dem Beispiele zu §. 194 behandelten Windleitung eines Cylindergebläses noch einen Lufterhitzungsapparat nach Art des in Fig. 790 dargestellten mit sechs getrennten Röhrensträngen einschaltet, und den elliptischen Querschnitt eines solchen Heizrohres innerlich sechs Mal so hoch als weit macht, so ist bei dem gegebenen Querschnitte der Leitung von

0,2 qm jedem Röhrenstrange ein lichter Querschnitt von $F_2 = 0{,}0333$ qm zu geben. Demgemäß folgt die lichte Höhe

$$2\,a_2 = 2\sqrt{\frac{F_2}{\nu\pi}} = 2\sqrt{\frac{0{,}0333\,.\,6}{3{,}14}} = 0{,}504\ \mathrm{m}$$

und die lichte Weite

$$2\,b_2 = \frac{0{,}504}{6} = 0{,}084\ \mathrm{m},$$

folglich der innere Umfang

$$p_2 = \pi\,(a_2 + b_2)\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2}\right)^2\right]$$

$$= 3{,}14\,.\,0{,}294\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{0{,}210}{0{,}294}\right)^2\right] = 1{,}041\ \mathrm{m},$$

daher das Verhältniß

$$\frac{p_2}{F_2} = \frac{1{,}041}{0{,}0333} = 31{,}23.$$

Giebt man den Röhren eine Wandstärke von 15 mm, so ist

$$a_2 + b_2 + 2e = 0{,}324\ \mathrm{m},$$

und daher der äußere Röhrenumfang

$$p_\omega = 3{,}14\,.\,0{,}324\left[1 + \tfrac{1}{4}\left(\frac{0{,}210}{0{,}324}\right)^2\right] = 1{,}124\ \mathrm{m}.$$

Soll der Wind von $\tau_1 = 15^0$ auf $\tau_2 = 300^0$ erhitzt werden, so folgt die erforderliche Länge der Heizfläche zu

$$l_\omega = 0{,}2\,(\tau_2 - \tau_1)\,\frac{Q}{p_\omega} = 0{,}2\,.\,285\,\frac{2}{1{,}124} = 101{,}5\ \mathrm{m},$$

so daß jeder der sechs Röhrenstränge eine dem Feuer ausgesetzte Länge von $\frac{101{,}5}{6} = 16{,}9$ m erhalten muß. Wenn jeder Röhrenstrang aus sechs über einander angebrachten Stücken besteht, so hätte jedes Stück eine Länge von $\frac{16{,}9}{6} = 2{,}81$ m zu erhalten. Giebt man mit Rücksicht auf die Einmauerung den Röhren eine Länge von je 3,2 m, macht also die Länge eines geraden Röhrenstranges gleich 19,2 m und beträgt noch die rectificirte Länge jedes der fünf bogenförmigen Kropfstücke 1,6 m, so erhält man die ganze Länge eines jeden der sechs Heizstränge zu

$$l_2 = 19{,}2 + 5\,.\,1{,}6 = 27{,}2\ \mathrm{m}.$$

Man hat daher für den Reibungswiderstand in den Heizröhren

$$\zeta_2\,\frac{l_2}{d_2} = \zeta_2\,\frac{p_2\,l_2}{4\,F_2} = 0{,}025\,\frac{31{,}23\,.\,27{,}2}{4} = 5{,}31.$$

Nimmt man ferner die Summe der Widerstandscoefficienten für die fünf Kropfstücke und zwei Kniestücke eines Stranges

$$\Sigma\,(\zeta) = 5\,.\,0{,}5 + 2\,.\,1{,}25 = 5$$

an, so hat man

$$\Sigma\,(\zeta) + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2} = 10{,}31$$

zu setzen. Ferner ist

$$\chi = \frac{1 + 0{,}00367 \, . \, 300}{1 + 0{,}00367 \, . \, 15} = 1{,}99$$

und

$$\chi^2 - 1 = 2{,}97, \quad 2\chi^2 = 7{,}94, \quad \frac{\chi^2 + 1}{2} = 2{,}48.$$

Die Geschwindigkeit der Luft beim Eintritte in die Heizröhren ist, von der Compression abgesehen, $v_1 = 10\,\mathrm{m}$, daher ist

$$\frac{v_1^2}{2g} = 5{,}1 \text{ und } \frac{v_1^2}{2g\,(b+h)} = \frac{5{,}1}{0{,}760 + 0{,}160} = 5{,}54.$$

Setzt man ferner noch die Dichte des Quecksilbers in Hinsicht auf die äußere Luft von 15°

$$\varepsilon = \frac{13\,600}{1{,}294}\,(1 + 0{,}00367 \, . \, 15) = 11090,$$

so ergiebt sich die Senkung des Manometerstandes beim Durchpassiren der Heizröhren nach (6)

$$y = \frac{\chi^2 - 1 + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\chi^2+1}{2}}{\varepsilon - \left(2 + \Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\chi^2 \frac{v_1^2}{2g\,(b+h)}}\,\frac{v_1^2}{2g}$$

$$= \frac{2{,}97 + 10{,}31 \, . \, 2{,}48}{11\,090 - 12{,}31 \, . \, 3{,}97 \, . \, 5{,}54}\,5{,}1 = 0{,}013\,\mathrm{m}.$$

Daher ist der Manometerstand des Windes beim Austritte aus dem Erhitzungsapparate:

$$z = h - y - \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\frac{v_1^2}{2g\varepsilon}$$

$$= 0{,}160 - 0{,}013 - \left(1{,}5 + 0{,}025\,\frac{5}{0{,}5}\right)\frac{10^2 \, . \, 0{,}051}{11\,090} = 0{,}160 - 0{,}013 - 0{,}0008$$

$$= 0{,}146\,\mathrm{m},$$

und es ist nun

$$1 + 0{,}028\,\frac{z}{b} = 1 + 0{,}028\,\frac{146}{760} = 1{,}0054.$$

Ferner ist, wie im Beispiele zum vorigen Paragraphen

$$\left(\frac{F\mu}{F_3}\right)^2 = 0{,}0034, \quad \zeta\mu = 0{,}1814,$$

und

$$\left(\Sigma\,(\zeta) + \zeta_3\,\frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F\mu}{F_3}\right)^2 = \left(2 + 0{,}025\,\frac{10}{0{,}292}\right)0{,}0034 = 0{,}010,$$

so daß man nach (10) hat

$$w = 1 - 0{,}0034 + 0{,}1814 + 0{,}010 = 1{,}188.$$

Daher folgt endlich der Düsenquerschnitt nach (12):

$$F\mu = \frac{1 + 0{,}028\,\frac{z}{b}}{396\,(1 + 0{,}00367 \, . \, 15)\,\mu}\,Q\,\sqrt{(1 + 0{,}00367 \, . \, 300)\,w\,\frac{b}{z}}$$

$$= \frac{1{,}0054 \, . \, 2}{396 \, . \, 1{,}055 \, . \, 0{,}92}\,\sqrt{2{,}10 \, . \, 1{,}188\,\frac{760}{146}} = 0{,}0189\,\mathrm{qm},$$

folglich hat jede der drei Düsen einen Querschnitt von 0,0063 qm zu erhalten, welchem ein Durchmesser von 0,0896 m oder rund von 90 mm entspricht, während im §. 194 für die Düsen bei Anwendung kalten Windes sich ein Durchmesser von nur 74 mm ergab.

§. 196. Dimensionen der Kolbengebläse. Um ein Kolbengebläse construiren zu können, muß das zu liefernde Windquantum Q und die erforderliche Windpressung oder der Manometerstand h gegeben sein. Unter der Windpressung versteht man gewöhnlich den Ueberdruck des Windes über den Atmosphärendruck. Bezeichnet h den Manometerstand und γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so ist die Windpressung

$$p_1 - p = h\gamma.$$

Besteht die Manometerfüllung aus Quecksilber, und giebt man h in Metern, so hat man die Windpressung per Quadratcentimeter

$$p_1 - p = 1{,}36\,h \text{ Kilogramm,}$$

und daher umgekehrt

$$h = 0{,}735\,(p_1 - p) \text{ Meter.}$$

Bei einem Wassermanometer hat man

$$p_1 - p = 0{,}1\,h \text{ Kilogramm,}$$

und umgekehrt

$$h = 10\,(p - p_1) \text{ Meter.}$$

Bei den Schachtöfen zur Kupfererzeugung ist

$$h = 0{,}040 \text{ Meter Quecksilber}$$

oder

$$p_1 - p = 0{,}054 \text{ Kilogramm,}$$

bei Hohöfen zur Roheisenerzeugung mittelst Holzkohlen

$$h = 0{,}040 \text{ bis } 0{,}065 \text{ Meter}$$

oder

$$p_1 - p = 0{,}054 \text{ bis } 0{,}088 \text{ Kilogramm,}$$

bei solchen mittelst leichten Coaks

$$h = 0{,}080 \text{ bis } 0{,}130 \text{ Meter}$$

oder

$$p_1 - p = 0{,}109 \text{ bis } 0{,}18 \text{ Kilogramm,}$$

und solchen mittelst dichten Coaks oder Anthracits

$$h = 0{,}150 \text{ bis } 0{,}180 \text{ Meter}$$

oder

$$p_1 - p = 0{,}20 \text{ bis } 0{,}25 \text{ Kilogramm.}$$

Bei den Gebläsen für Bessemerhütten beträgt der Ueberdruck nicht mehr als 1 Atmosphäre, und die Gebläse, welche die Luft für pneumatische Fundirungen &c. beschaffen, erzeugen Pressungen von 4 bis 6 Atmosphären.

Die mittlere Windmenge ist für einen Schachtofen zur Kupfergewinnung per Minute

$$60\,Q = 6 \text{ Cubikmeter,}$$

für einen Holzkohlen-Eisenhohofen per Minute

$$60\,Q = 15 \text{ bis } 50 \text{ Cubikmeter}$$

und einen Coakshohofen per Minute

$$60\,Q = 60 \text{ bis } 150 \text{ Cubikmeter.}$$

Bezeichnet F den Inhalt der Kolbenfläche, sowie s die Größe des Kolbenhubes, und n die Anzahl der Cylinderfüllungen, welche das Kolbengebläse per Minute ausbläst, so hat man auch die theoretische Windmenge:

$$Q_0 = \frac{n F s}{60};$$

da aber die effective Windmenge nur 60 bis 70 Proc. der theoretischen Windmenge ist, so muß man

$$Q = 0{,}60\,\frac{n F s}{60} \text{ bis } 0{,}75\,\frac{n F s}{60}$$

setzen, oder allgemein, wenn der Ausblasecoefficient oder das Verhältniß (0,60 bis 0,75) der ausgeblasenen Windmenge zur theoretisch eingesaugten durch ψ bezeichnet wird,

$$Q = \psi\,\frac{n F s}{60};$$

auch ist

$$Q = \psi\,\frac{n z F s}{60},$$

wenn das Gebläse aus z einfachwirkenden Kolben besteht, wovon jeder per Minute n Spiele macht, dagegen

$$Q = \psi\,\frac{n z F s}{30},$$

wenn das Gebläse aus z doppeltwirkenden, per Minute n Spiele machenden Kolben besteht.

Nun ist aber auch $\frac{2 n s}{60} = v$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit, daher läßt sich auch im ersteren Falle

$$Q = \psi\,\frac{z F v}{2},$$

und im zweiten

$$Q = \psi\, z F v \text{ setzen.}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist bei unvollkommenen, namentlich bei Balgen- und Kastengebläsen, sowie Wettersaugern und bei Cylindergebläsen mit engen Luftcanälen und engen Windleitungen, $v = 0{,}6$ bis 0,9 m, bei vollkommneren Gebläsen, namentlich bei solchen, welche weite Ventilmündungen und weite Windleitungen haben, steigert man v auf 1,2 bis 1,6 m, endlich wendet man bei Schiebergebläsen und Ventilgebläsen, welche durch Hochdruckdampfmaschinen bewegt werden, mittlere Kolbengeschwindigkeiten von 2 bis 3 m an. Aus der angenommenen Geschwindigkeit v folgt nun der Inhalt der Kolbenflächen

$$zF = \frac{2Q}{\psi v}$$

für einfachwirkende, und

$$zF = \frac{Q}{\psi v}$$

für doppeltwirkende Gebläsemaschinen.

Die Anzahl z der Gebläsecylinder, welche den Wind in einen gemeinschaftlichen Regulator blasen, ist bei einfacher Wirkung der Kolben gewöhnlich 2 bis 4, und bei doppelter Wirkung 1 bis 2. Aus z folgt dann die Kolbenfläche F und der entsprechende Kolbendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{8Q}{\psi \pi z v}} = 1{,}596 \sqrt{\frac{Q}{\psi z v}}$$

bei einfacher, und

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q}{\psi \pi z v}} = 1{,}128 \sqrt{\frac{Q}{\psi z v}}$$

bei doppelter Wirkung.

Führt man $\psi = 0{,}675$ ein, so erhält man für den ersten Fall:

$$d = 1{,}942 \sqrt{\frac{Q}{zv}},$$

und für den zweiten

$$d = 1{,}373 \sqrt{\frac{Q}{zv}}.$$

Bei großen Cylindergebläsen zur Versorgung mehrerer Coakseisenhohöfen mit Wind steigert sich der Kolbendurchmesser auf 3 m und darüber.

Fig. 809.

Bei Balgen mit trapezoidalen Kolbenflächen $ABCD$, Fig. 809, muß man noch Dimensionsverhältnisse dieser Flächen geben, um ihre absoluten Werthe berechnen zu können. Bezeichnen b_1 und b_2 die äußersten

Breiten AB und CD und l die Länge MN dieser Fläche, so hat man

$$F = (b_1 + b_2)\frac{l}{2} = \left(\frac{b_1}{l} + \frac{b_2}{l}\right)\frac{l^2}{2},$$

daher

$$l = \sqrt{\frac{2F}{\frac{b_1}{l} + \frac{b_2}{l}}} \text{ und}$$

$$b_1 = \frac{b_1}{l}\, l, \text{ sowie}$$

$$b_2 = \frac{b_2}{l}\, l.$$

Ist z. B. $\frac{b_1}{l} = {}^1/_3$ und $\frac{b_2}{l} = {}^2/_5 \cdot {}^1/_3 = {}^2/_{15}$, so folgt

$$l = 2{,}071\,\sqrt{F},\quad b_1 = 0{,}690\,\sqrt{F} \text{ und } b_2 = 0{,}276\,\sqrt{F}.$$

Den Hub s eines Cylindergebläses macht man dem Durchmesser desselben angemessen, und zwar

$$s = {}^3/_4\, d \text{ bis } {}^5/_4\, d.$$

Bei Gebläsen mit oscillirendem Kolben, wie z. B. bei den Spitzbalgen, ist unter s der beim Ausblasen vom Schwerpunkte S des Kolbens beschriebene Bogen zu verstehen. Ist hierbei β das Bogenmaß und d die Entfernung NO der Seite CD von der Drehungsaxe XX der Kolbenfläche, so hat man wegen der Lage des Schwerpunktes:

$$s = \beta\left(\frac{2\,b_1 + b_2}{b_1 + b_2}\,\frac{l}{3} + d\right).$$

Es ist gewöhnlich

$$s = \frac{l}{5} \text{ bis } \frac{l}{8}.$$

Aus dem Kolbenhube s bestimmt sich nun auch die Anzahl der Kolbenspiele (Doppelhübe) pro Minute:

$$n = \frac{30\,v}{s}.$$

Bei den Kolbengebläsen mit Ventilen ist die Anzahl der Kolbenspiele pro Minute 12 bis 30, bei solchen mit Schiebern aber 40 bis 70. Letztere lassen sich wegen des mit der Pressung steigenden Windverlustes, wie schon in §. 189 näher angeführt worden, nur bei kleinen Pressungen mit Vortheil anwenden, eignen sich daher nicht zum Hohofenbetriebe, zumal nicht zur Erzeugung von Roheisen mittelst Coaks.

Die Querschnitte der **Mündungen zum Einsaugen und Ausblasen** sind der Größe der Kolbenfläche und der Kolbengeschwindigkeit anzumessen. Bei langsam gehenden Balgen und Kastengebläsen ist, wenn F den Inhalt der Kolbenfläche bezeichnet, der Querschnitt der Saugmündungen $\frac{F}{15}$ bis $\frac{F}{12}$, bei Cylindergebläsen von mittlerer Geschwindigkeit ist dieser Querschnitt $\frac{F}{10}$ bis $\frac{F}{6}$; bei schnell gehenden Cylindergebläsen macht man ihn sogar $\frac{F}{4}$ bis $\frac{F}{2}$. Die Querschnitte der Blasemündungen können ansehnlich kleiner sein; bei langsam gehenden Gebläsen ist der Querschnitt der Blasemündungen $= \frac{F}{24}$ bis $\frac{F}{18}$, bei mäßig schnell gehenden Gebläsen ist derselbe $\frac{F}{16}$ bis $\frac{F}{12}$, bei sehr schnell gehenden Gebläsemaschinen sogar $\frac{F}{8}$ bis $\frac{F}{6}$. Damit sich die diese Mündungen bedeckenden Ventile schnell öffnen und schließen, muß man ihnen eine kleine Breite geben, und sie deshalb in größerer Anzahl anwenden. Uebrigens erhalten sie einen Anschlag von 10 bis 25 mm Breite.

Bei den Schiebergebläsen dienen die Saugmündungen auch als Blasemündungen; ihr Inhalt ist $\frac{F}{6}$ bis $\frac{F}{10}$. Die Weite der Windleitungen ist nach der in §. 181 gegebenen Regel zu bestimmen, bei langsam gehenden Gebläsen ist der Querschnitt derselben $\frac{F_\nu}{25}$ bis $\frac{F_\nu}{20}$, bei solchen mit mittlerer Geschwindigkeit $\frac{F_\nu}{18}$ bis $\frac{F_\nu}{12}$ und bei sehr schnell gehenden Gebläsen $\frac{F_\nu}{10}$ bis $\frac{F_\nu}{5}$, wobei F_ν die Summe der Flächeninhalte von den gleichzeitig blasenden Kolben bezeichnet.

Wenn eine **Windleitung** erhitzte Luft von der Temperatur τ_2 fortführt, so muß man ihren Querschnitt circa $\left(\frac{1 + 0{,}004\, \tau_2}{1 + 0{,}004\, \tau_1}\right)$ mal so groß machen, als den der Windleitung für kalte Luft von der Temperatur τ_1. Dieselbe Regel kann man auch für die Summe der Querschnitte der Winderhitzungsröhren in Anwendung bringen. Die Länge dieser Röhren ist nach §. 195 zu bestimmen.

Der **Brennstoffaufwand** zur Erzeugung der heißen Luft ist wie folgt zu ermitteln. Ein Kilogramm Kohle liefert bei der Verbrennung circa 6000 Wärmeeinheiten, erhitzt also, wenn die specifische Wärme der Luft 0,25 gesetzt wird, 6000 . 4 = 24000 kg Luft um 1 Grad, oder 80 kg

$= \frac{80}{1,294} = 62$ cbm Luft um 300 Grad. Es erfordert also ein Cubikmeter Luft zu seiner Erhitzung auf 300 Grad $^1/_{62} = 0,016$ kg Kohle. Nach vielfachen Erfahrungen lassen sich aber in dem Lufterhitzungsapparate nur 50 Proc. der Verbrennungswärme nutzbar machen, daher ist zur Erwärmung von 1 Cubikmeter Luft die Kohlenmenge von etwa 30 Gramm nöthig. Setzt man die Luftmenge = Q Cubikmeter und die Brennstoffmenge = K, so ist hiernach für Steinkohlen

$$K = 0,030\, Q,$$

oder allgemeiner

$$K = 0,0001\, (\tau_1 - \tau)\, Q \text{ kg}$$

zu setzen.

Zur Bestimmung des erforderlichen Düsenmündungsquerschnittes giebt §. 194 u. s. w. die nöthige Anleitung.

Der Wirkungsgrad eines Kolbengebläses ist mit Einschluß des Windverlustes durch die Ventile u. s. w.

$$\eta = 0,40 \text{ bis } 0,60$$

zu setzen, wonach sich nun die erforderliche Leistung der Kraft- und Zwischenmaschine mittelst der Formel (s. §. 185)

$$L = \left[1 - 0,3521\, \frac{h}{b} + 0,2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Q h \gamma}{\eta}$$

bestimmen läßt, in welcher b den Barometerstand, h den Manometerstand im Regulator, $Q = \frac{n F s}{60}$ das geometrisch bestimmte Windquantum per Secunde und γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung bezeichnet.

Beispiel. Um ein Paar Hohöfen mit dem Windquantum $60\, Q = 120$ cbm per Minute von 0,2 kg Ueberdruck zu versorgen, soll ein doppeltwirkendes Cylindergebläse mit einem Cylinder in Anwendung kommen, und sollen dessen Dimensionen und anderen mechanischen Verhältnisse im Folgenden ermittelt werden.

Die effective Windmenge zu 67,5 Proc. des geometrisch bestimmten Windquantums, also $\psi = 0,675$, und die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = 1,5$ m angenommen, folgt die nöthige Fläche des Gebläsekolbens:

$$F = \frac{Q}{\psi v} = \frac{120}{0,675 \,.\, 60 \,.\, 1,5} = 1,975 \text{ qm},$$

und der entsprechende Kolbendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi}} = 1,586 \text{ m}.$$

Bei einem Hube von 1,8 m ist die Anzahl der Kolbenspiele per Minute

$$n_2 = \frac{30\, v}{s} = \frac{30 \,.\, 1,5}{1,8} = 25.$$

Den Querschnitt der Saugmündungen kann man $= \frac{F}{6} = \frac{1,975}{6} = 0,33$ qm annehmen. Bei drei quadratischen Saugmündungen, ähnlich wie das Gebläse in Fig. 771 darstellt, kann man einer solchen Mündung eine Seitenlänge von 0,35 m geben, und in jede zwei Klappventile einhängen; für die Mündungen der Druck- oder Blaseventile genügt hingegen der Mündungsquerschnitt $\frac{F}{8} = \frac{1,975}{8} = 0,24$ qm, welcher durch zwei Mündungen von je 0,6 m Länge und 0,2 m Breite erreicht werden kann. Den Querschnitt der Windleitung für kalten Wind $= \frac{F\nu}{10} = \frac{F}{10} = 0,198$ qm angenommen, erhält man einen Röhrendurchmesser von 0,5 m und eine Windgeschwindigkeit in derselben von 15 m. Bei Anwendung von bis 200 Grad erhitztem Winde ist den Heizröhren und den Röhren zur Fortleitung dieses Windes der Querschnitt von $(1 + 0,004 . 200) . 0,198 = 1,8 . 0,198 = 0,356$ qm und der Durchmesser von 0,674 m zu geben.

Die erforderliche Leistung der Umtriebsmaschine ist, wenn man den äußeren Luftdruck per Quadratcentimeter zu 1,03 kg und daher $\frac{h}{b} = \frac{0,2}{1,03} = 0,1942$ setzt, $h\gamma = 0,2$ kg einführt, und den Wirkungsgrad $\eta = 0,50$ annimmt:

$$L = \left[1 - 0,3521 \frac{h}{b} + 0,2 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{F v h \gamma}{\eta}$$

$$= (1 - 0,3521 . 0,1942 + 0,2 . 0,0377) \frac{19\,750 . 1,5 . 0,2}{0,5}$$

$$= (1 - 0,0683 + 0,0075) . 11\,850 = 0,939 . 11\,850$$

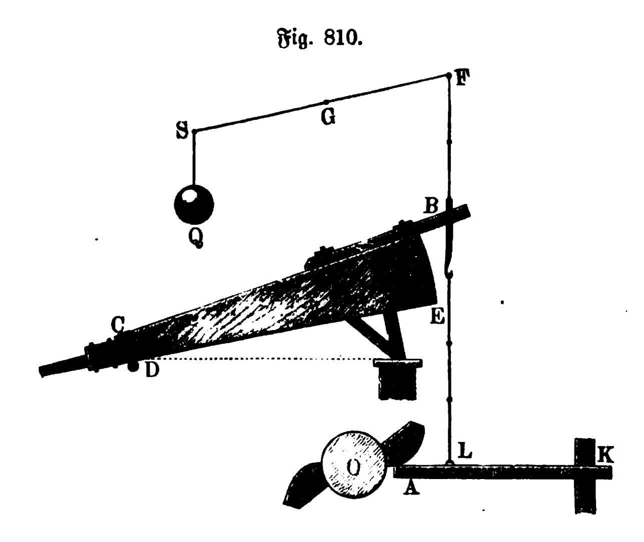
$$= 11\,127 \text{ mkg} = 148,3 \text{ Pferdekräfte.}$$

§. 197. **Umtriebsmaschinen der Gebläse.** Die Verbindung eines Kolbengebläses mit der Umtriebsmaschine ist im Wesentlichen dieselbe wie bei den Wasserpumpen und anderen Arbeitsmaschinen mit hin- und hergehender Bewegung, nur findet insofern ein Unterschied zwischen den Kolbengebläsen (Luftpumpen) und den Wasserpumpen (Pumpen) statt, als die ersteren mit einer zwei- bis dreimal so großen Geschwindigkeit arbeiten als die letzteren. Je nach der Art der Umtriebskraft hat man entweder Hand- und Trittgebläse, oder Wasserrad- und Turbinengebläse, oder Dampfgebläse u. s. w. Die durch die menschliche Kraft in Bewegung gesetzten Gebläse sind gewöhnlich nur kleine Lederbalgen, und je nachdem sie mit der Hand oder mit den Füßen bewegt werden, entweder Handbalgen oder Trittbalgen. Beide werden entweder unmittelbar oder mittelst eines Hebels von der menschlichen Kraft in Bewegung gesetzt. Beispiele dieser Bewegungsmechanismen bieten die in den Figuren 769 und 770 abgebildeten Balgen.

Größere Holz- und Lederbalgen werden in der Regel durch ein Wasserrad und zwar mittelst Hebedaumen oder Wellfüßen in Bewegung gesetzt. Die letzteren sitzen an der Wasserradwelle fest und wirken entweder

direct oder mittelst eines Hebels auf den um eine horizontale Axe drehbaren, entweder den Boden oder den Deckel des Balgens bildenden Gebläsekolben. Die erstere Wirkungsweise ist aus der Abbildung in Fig. 769 zu ersehen, dieselbe ist dann anzuwenden, wenn die Axe der Wasserradwelle nahe im Niveau des Gebläsekolbens liegt; befindet sich aber die Wasserradwelle O, Fig. 810, tiefer oder höher als der Kolben BC, so ist es nöthig, den Daumen H auf einen einarmigen Hebel AK wirken zu lassen, welcher durch eine senkrechte Zugstange BL mit dem beweglichen Balgenboden oder Deckel

Fig. 810.



verbunden ist. Der Wellfuß bewegt den Balgenkasten BCE nur nach der einen Richtung, z. B. hier abwärts; damit aber derselbe wieder zurückgehen kann und hierbei von Neuem Luft einsaugt, ist noch ein Gegengewicht Q und zwar hier durch einen Hebel FGS mit dem Balgenkasten zu verbinden. In der Regel hat man zwei solcher Balgen vor einem Ofen liegen; dieselben werden dann durch die Welle O abwechselnd auf- und niederbewegt, und sind zuweilen, um die Gegengewichte zu ersparen, durch einen gleicharmigen Hebel, ähnlich wie die Pumpen in Fig. 668, mit einander gekuppelt.

Die einfachwirkenden Kasten- und Cylindergebläse werden in der Regel durch auf der Wasserradwelle sitzende Wellfüße oder Excentriks in Bewegung gesetzt, z. B. das in Fig. 765 abgebildete Gerstner'sche Kastengebläse und das in Fig. 768 dargestellte Cylindergebläse von Fourier. Doppeltwirkende Cylindergebläse werden dagegen meistens mittelst Kurbelvorgelege von verticalen Wasserrädern bewegt; um diese Gebläse mit

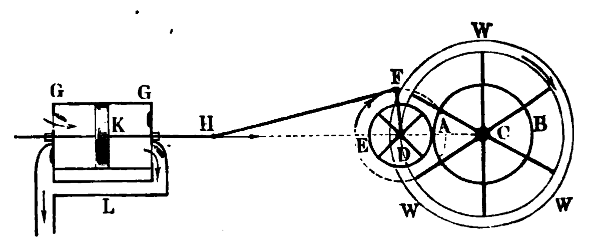
einer größeren Geschwindigkeit arbeiten lassen zu können, sind dieselben, namentlich wenn sie eine mäßige Größe haben, noch mit einem Zahnradvorgelege auszurüsten.

Setzt man in der Formel $u = \frac{30\,v}{s}$ für v die mittlere Kolbengeschwindigkeit und für s den Hub des Gebläsekolbens ein, so giebt dieselbe die Anzahl u der Umdrehungen der Kurbelwelle per Minute. Nun ist aber durchschnittlich $v = 1$ m und $s = 1$ bis 2 m, daher folgt $u = 15$ bis 30; da aber ein verticales Wasserrad nur bei einer Umdrehungszahl von 5 bis 8 vortheilhaft wirkt, so ist zum Umtriebe eines Cylindergebläses durch ein verticales Wasserrad ein Zahnradvorgelege mit dem Umsetzungsverhältnisse 2 bis 6 nöthig. Bei den horizontalen Wasserrädern ist die Umdrehungszahl gewöhnlich größer als 30, und deshalb erfordern Gebläse, welche von diesen Rädern in Umtrieb gesetzt werden, Zahnradvorgelege, welche die Umdrehungszahl vermindern; wenn z. B. die Turbinenwelle per Minute 120 Umdrehungen macht, und der Hub des Gebläses $s = 1{,}2$ m mißt, so ist bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 1 m ein Vorgelege mit dem Umsetzungsverhältnisse $\frac{30}{1{,}2}$ zu 120 oder $1 : 4{,}8$ erforderlich. Beim Umtriebe von Kolbengebläsen mittelst Hochdruckturbinen sind oft sogar mehrere Zahnradvorgelege nöthig.

Die Figuren 811 und 812 stellen die Skizzen von zwei durch verticale Wasserräder in Bewegung gesetzten Gebläsen dar. Es ist in beiden W



Fig. 811.



das Wasserrad, AB das auf der Welle C desselben sitzende größere und AE das auf der Kurbelwelle D sitzende kleinere Vorgelegerad, sowie DF der Kurbelarm und FH die Kurbelstange, ferner in Fig. 811 G der liegende Gebläsecylinder, K der Kolben, KH die bei H an die Kurbelstange angeschlossene Kolbenstange und L die Windleitung, sowie in Fig. 812 G der stehende Gebläsecylinder, KS die Kolbenstange und ROH ein um O schwingender, bei H an die Kurbelstange angeschlossener Balancier u. s. w. Gewöhnlich besteht ein solches Gebläse aus zwei oder drei Gebläsecylindern,

und daher auch aus zwei oder drei, auf derselben Welle *D* sitzenden und im Kreise gleichmäßig vertheilten Kurbeln.

Fig. 812.

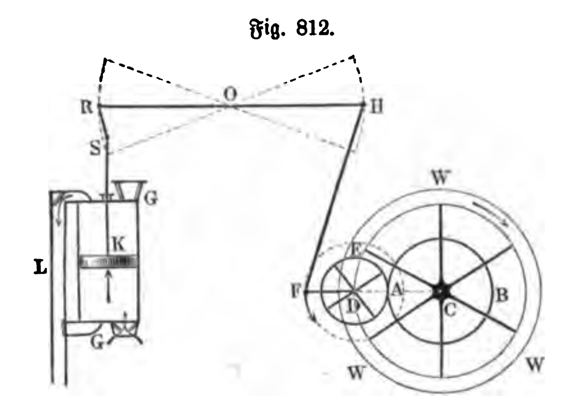
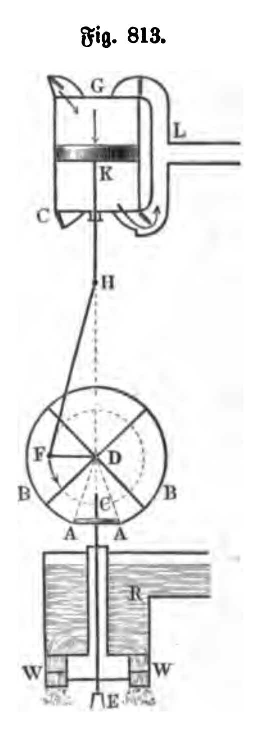


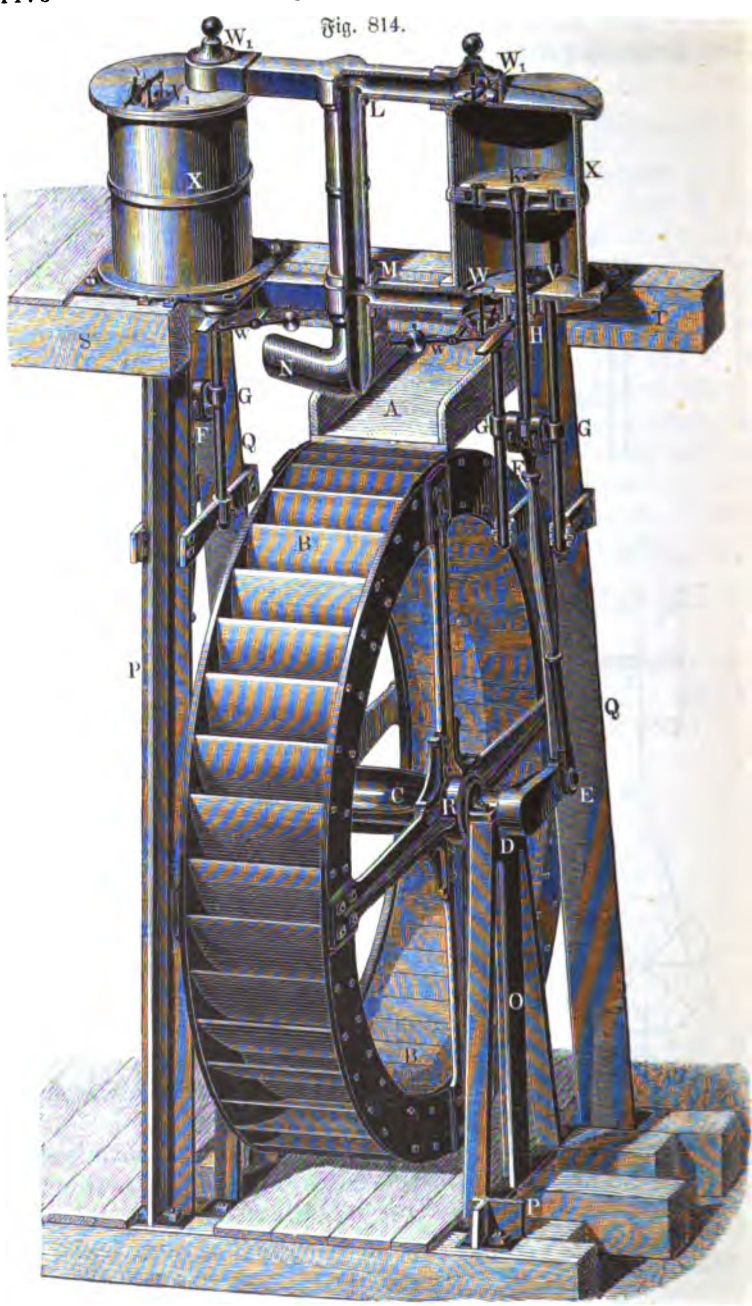
Fig. 813.



In Fig. 813 ist die Skizze eines Turbinengebläses dargestellt. Es ist *W* das Turbinenrad, welches aus dem Reservoir *R* mit Wasser gespeist wird, *A* ein auf der Turbinenwelle *CE* sitzendes conisches Zahnrad, welches in das conische Zahnrad *B* mit horizontaler Welle *D* eingreift, und *DFH* der bekannte Krummzapfenmechanismus, welcher den Kolben *K* mittelst der Stange *HK* im verticalen Gebläsecylinder *G* auf- und niederbewegt.

Endlich führt noch Fig. 814 (a. f. S.) die monodimetrische Ansicht von einem kleinen Cylindergebläse vor Augen. Dasselbe dient auf der Kreuzburger Hütte in Oberschlesien zur Windversorgung für den Frischfeuerbetrieb und besteht aus zwei doppeltwirkenden Gebläsekolben von 24 Zoll (0,628 m) Durchmesser und 30 Zoll (0,785 m) Hub. Man sieht in *B* das als Umtriebsmaschine dienende eiserne Wasserrad, in *A* den Wassereinlauf für dasselbe, und in *C* die in Krummzapfen, wie *DE*, auslaufende Wasserradwelle. Zwei guß-

Fig. 814.



eiserne Armkreuze, wie R, verbinden das Rad mit der Welle, und zwei gußeiserne Böcke, wie O, dienen zur Unterstützung der Zapfenlager. Die beiden Gebläsecylinder X, X ruhen auf Balken S und T, welche durch andere Böcke PQ unterstützt werden, und die Gebläsekolben K erhalten mittelst der Kurbelstange EF, welche unten an die Kurbeln und oben an die die senkrechten Leitstangen erfassenden Querhäupter GG der Kolbenstangen angeschlossen sind, die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung. Noch sieht man bei V, V_1 die Saug- sowie bei W, W_1 die Blaseventile, sowie in LMN die Windleitung, in w, w Gegengewichte für die unteren Blaseventile und in H die Stopfbüchse für die durch den Boden des Gebläsecylinders gehende Kolbenstange KF.

Dampfmaschinengebläse. §. 198. Bei den durch die Dampfkraft in Bewegung gesetzten Cylindergebläsen ist deshalb die directe Uebertragung der Dampfkraft auf den Gebläsekolben ohne Nachtheile zu bewirken, weil beide Maschinen, das Cylindergebläse und die Dampfmaschine, bei derselben Geschwindigkeit fast gleich vortheilhaft arbeiten. Deshalb werden jetzt nur noch selten und nur unter besonderen Umständen Dampfmaschinengebläse mit Zahnradvorgelegen in Anwendung gebracht, wohl aber verbindet man zur Erzielung eines gleichmäßigen Ganges mit Hülfe eines Krummzapfenmechanismus gewöhnlich noch ein rotirendes Schwungrad mit der ganzen Gebläsemaschine. Ist das Cylindergebläse ein stehendes, so stellt man die Cylinder von beiden Maschinen entweder über- oder nebeneinander; im ersteren Falle haben dieselben eine gemeinschaftliche Kolbenstange, im zweiten Falle hat dagegen jede Maschine eine besondere Kolbenstange, und es sind dieselben durch einen Hebel oder Balancier mit einander verbunden. Liegende Cylindergebläse werden in der Regel direct an die umtreibende, ebenfalls liegende Dampfmaschine angeschlossen und erhalten zur Ausgleichung der veränderlichen Kraft meist ebenfalls ein umlaufendes Schwungrad.

Einige Skizzen von diesen verschiedenen Dampfmaschinengebläsen bieten die Abbildungen in den Figuren 815 bis 818 (a. f. S.) dar.

Fig. 815 (a. f. S.) ist die Skizze von einem stehenden Cylindergebläse mit Zahnradvorgelege und liegendem Dampfcylinder M. Die Kolbenstange PQ der Dampfmaschine setzt mittelst der Kurbelstange QR und der Kurbel CR die Welle C mit dem Schwungrade S in Umdrehung, und diese wieder mittelst der Zahnräder A und B die Welle D; letztere ertheilt endlich mittelst des Kurbelmechanismus DFH dem Gebläsekolben K die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung. Wenn man bei Anwendung von zwei Dampf- und zwei Gebläsecylindern die Wellen C und D mit doppelten Krummzapfen versieht, deren Warzen um einen Quadranten von

einander abstehen, so kann man auch das Schwungrad ganz abwerfen. Diese Einrichtung hat die von **Flachat** construirte Luftpumpe der atmosphärischen Eisenbahn zu St. Germain bei Paris, deren Cylinder in

Fig. 815.

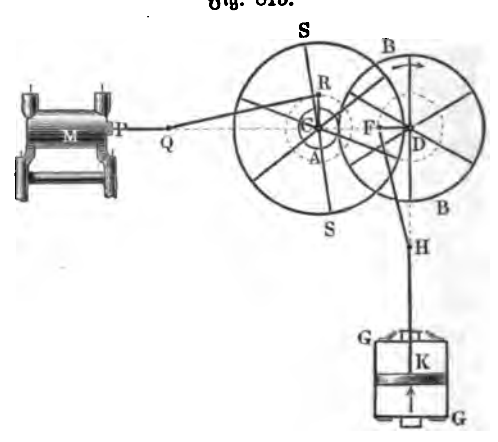


Fig. 772 abgebildet ist. S. Publication industrielle par Armengaud ainé, Tome VI.

Fig. 816.

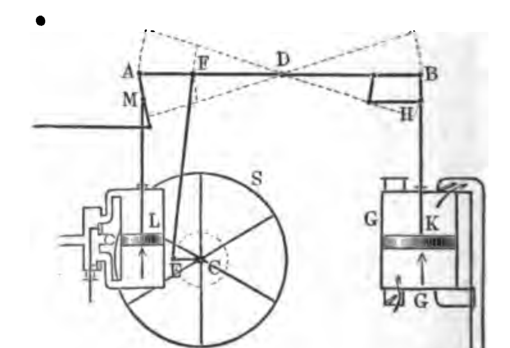


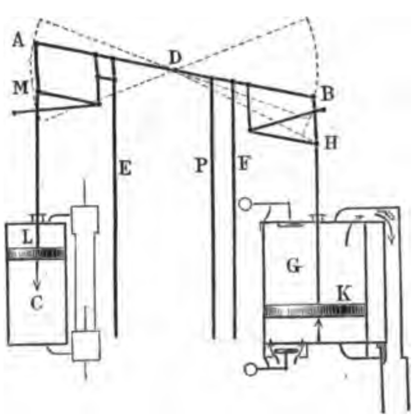
Fig. 816 ist die ideelle Darstellung eines Cylindergebläses mit **Balancier** und Schwungradregulirung.

Die Kolbenstange ML der Dampfmaschine ist mittelst eines Gelenkes mit Gegenlenker und die Kolbenstange HK des Gebläsekolbens mittelst eines **Watt**'schen Parallelogrammes an den um D drehbaren Balancier

angeschlossen; es ist daher mit dem Auf- oder Niedergange des Dampfkolbens L ein Nieder- oder Aufgang des Gebläsekolbens K verbunden.



Fig. 817.

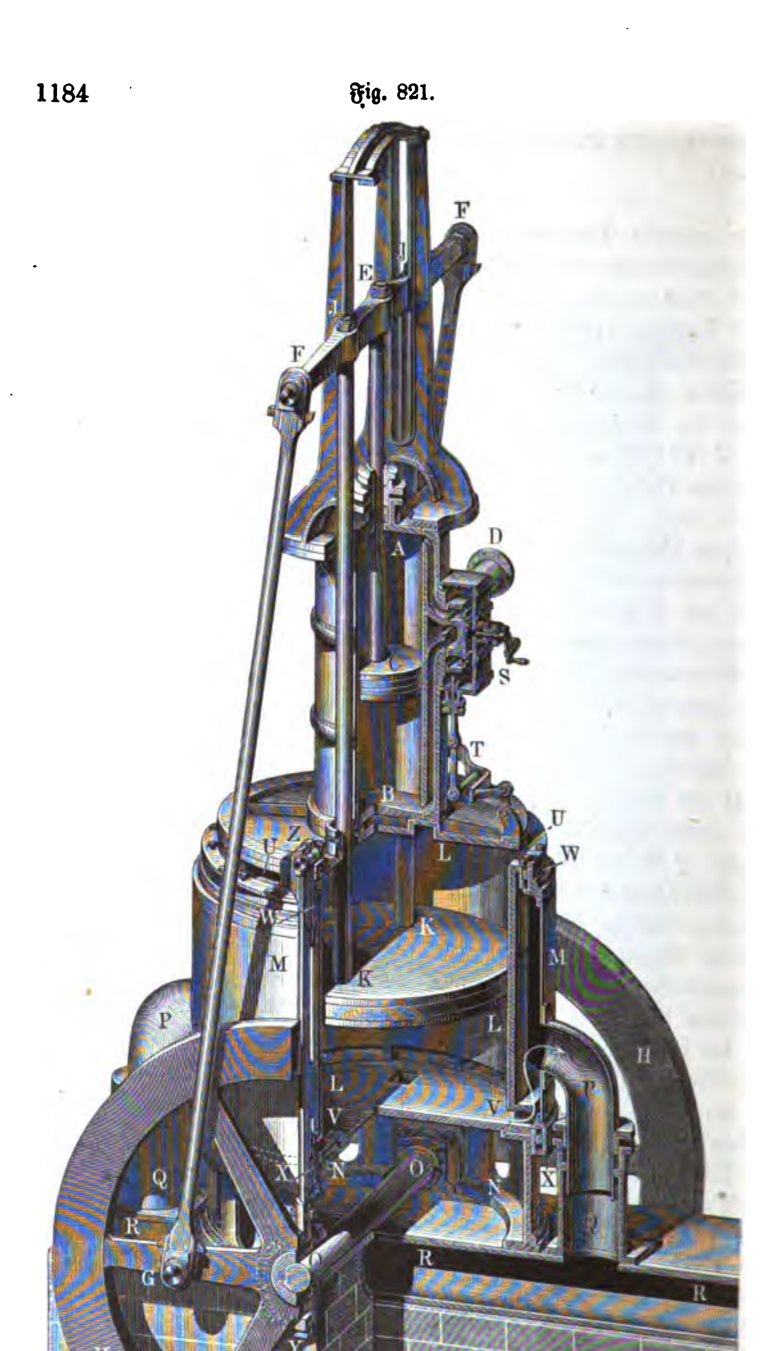


Damit aber diese Bewegung möglichst stetig und gleichmäßig erfolge, ist noch ein Schwungrad S hinzugefügt, welches mittelst der Kurbelstange EF von dem Arme AD des Balanciers seine Bewegung erhält.

Die Anwendung eines Balanciers, welche übrigens nur bei stehenden Gebläsen vorkommt, gestattet, den Hub und die Geschwindigkeit für den Dampfkolben größer anzunehmen, als für den Gebläsekolben, was bei directer Verbindung natürlich nicht möglich ist. Auch erhält bei der letzteren die Maschine eine größere Höhe, wodurch die Fundirung erschwert wird, während andererseits Balanciermaschinen größeren Raum in horizontaler Richtung erfordern. Bei Balanciermaschinen stellt man auch, abweichend von Fig. 816, den Gebläsecylinder mit dem Dampfcylinder auf dieselbe Seite des Drehzapfens, ferner ist es vielfach gebräuchlich, die Schwungradwelle C außerhalb des Dampfcylinders L aufzustellen und alsdann die Lenkerstange FE an eine hornartige Verlängerung des Balanciers anzuschließen. Durch diese Anordnung wird wegen des längeren Armes der Kurbeldruck herabgezogen, welcher namentlich bei starker Expansionswirkung der Dampfmaschine bedeutend ausfällt, weil hierbei im Anfange des Hubes der Dampfkolben den größten Druck ausübt, während der Gebläsekolben den kleinsten Widerstand findet.

Eine andere Gebläsemaschine mit Balancier, jedoch ohne Schwungrad, ist Fig. 817 skizzirt. Hier ist sowohl die Kolbenstange LM der Dampfmaschine C als auch die Kolbenstange KH des Gebläses G durch ein Watt'sches Parallelogramm an den um D drehbaren Balancier AB an-

Fig. 821.



aus Eisenblech. Um das Gewicht desselben durch den Druck des eingeschlossenen Windes auszugleichen, hat der obere Ring *W* eine größere Breite erhalten als der untere Ring *X*. Jeder dieser Ringe schließt noch einen Liderungskranz ein, welcher mittelst Keile und Schrauben gegen die abgedrehte Ringfläche nahe am Deckel und Boden des Gebläsecylinders angedrückt wird, so daß ein luftdichter Abschluß entsteht. Der aus dem Gebläse in den Schieberraum tretende Wind wird durch zwei mit dem Schiebermantel fest verbundene Kropfröhren, welche sich mittelst Stopfbüchsen in den kurzen Ansatzröhren *Q* der Windleitung *R* verschieben lassen, in die letztere geleitet. Bei der abgebildeten Schieberstellung saugt der niedergehende Gebläsekolben Luft durch die Mündungen *U* an, und drückt den Wind durch die Mündungen *V* in den Schieberraum u. s. w. Steht der Schieber oben und geht der Kolben aufwärts, so findet natürlich Einsaugen durch *V* und Ausblasen durch *U* statt. Die Kolbenstange *CE* der Dampfmaschine und die beiden Kolbenstangen *KJ* des Gebläses sind durch einen langen Querarm mit einander verbunden, und an dessen Enden sind die Kurbelstangen *FG* angeschlossen, welche die Kurbeln der Schwungräder *H* ergreifen. Der Gebläsecylinder ruht auf dem cylindrischen Fußgestelle *N*, durch welches die Schwungradwelle hindurchgeführt ist. Die Bewegung des Schiebers geschieht durch zwei auf dieser Welle sitzende Excentriks wie *Y* und zwei Stangen wie *YZ*, welche das Haupt des Schiebers mittelst Bolzen wie *Z* ergreifen. Der in der Dampfkammer *S* eingeschlossene Dampfschieber wird mittelst eines Hebelmechanismus *T* u. s. w. an die Bolzen *Z* des Gebläseschiebers angeschlossen und daher mit diesem auf- und niederbewegt. Auf der Walterhütte zu Nikolai in Oberschlesien *) versorgen zwei solche durch eine gemeinschaftliche Schwungradwelle zusammengekuppelte Gebläse von je 5 Fuß (1,57 m) Durchmesser und 4 Fuß (1,255 m) Hub, bei 26 Umgängen, zwei Coaks-Eisenhohöfen mit 5000 Cubikfuß (155 cbm) Wind per Minute von $2^1/_2$ Pfund (135 mm Quecksilber) Ueberdruck, wobei die Dampfmaschine mit fünffacher Expansion arbeitet.

Aehnliche Gebläse sind auch in England für die East India Iron Company nach den Zeichnungen von E. A. Cowper in der Maschinenbauanstalt von James Watt & Comp. construirt worden.

In Fig. 822 (a. f. S.) ist ein Balanciergebläse einer englischen Eisenhütte **) dargestellt, dessen Construction in der neueren Zeit auch in Deutschland vielfach Verbreitung gefunden hat ***). Der Dampfcylinder *A* von

*) S. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1858.

**) Eisenhüttenkunde von John Percy, bearbeitet von Dr. H. Wedding. II. Bd., 2. Abth.

***) S. Riedler's Excursionsbericht.

1,137 m Durchmesser und 2,746 m Hub wirkt hier an einem Balancierarme von gleicher Größe mit dem des Gebläsecylinders *B*, dessen Durchmesser 2,537 m beträgt. Solcher Systeme sind zwei neben einander vorhanden, deren Balanciers von den hornartig verlängerten Enden aus durch

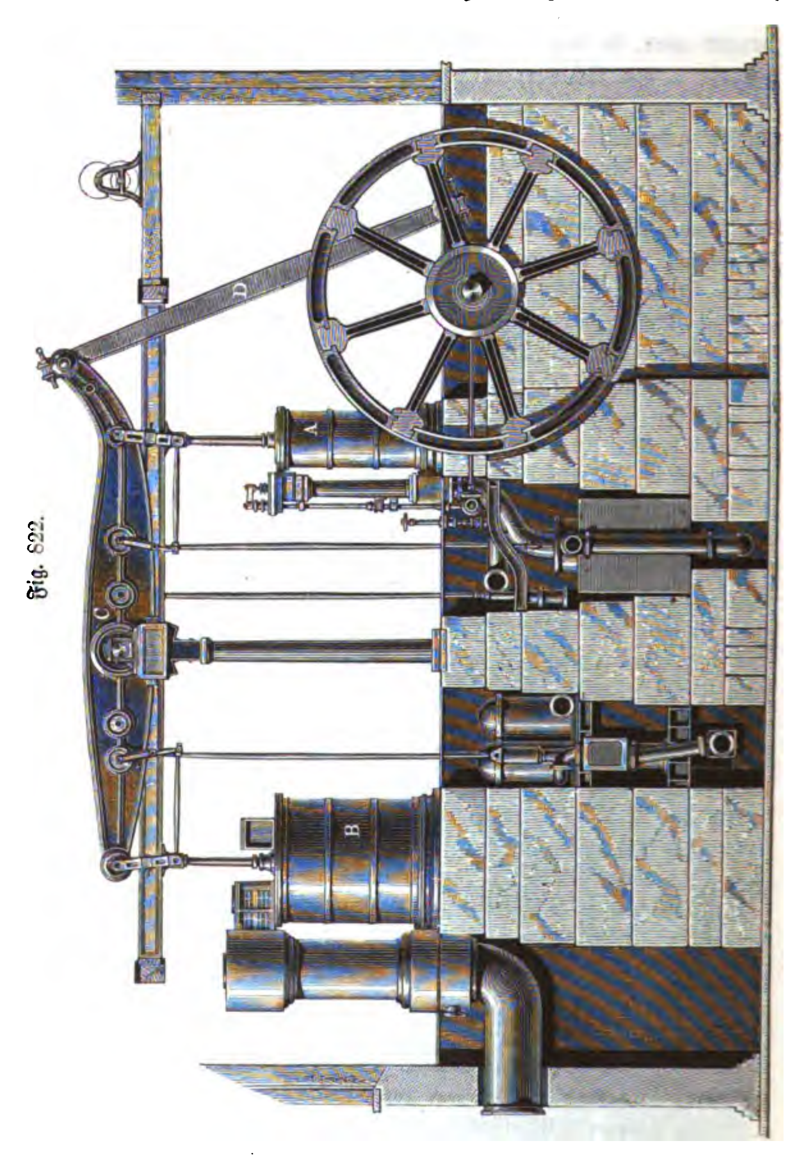


Fig. 822.

Lenkerstangen D eine Schwungradwelle an zwei rechtwinkelig zu einander befestigten Kurbeln ergreifen. Die aufwärts gebogene Form des Balancierarmes hat man hauptsächlich gewählt, um die Schwungradwelle in genügendem Abstande von den Dampfcylindern aufstellen zu können.

§. 200. Die nähere Einrichtung eines liegenden Schiebergebläses von M. M. Thomas und Laurent, dessen Cylinder Fig. 779 im Querschnitt darstellt, ist aus der Seitenansicht in Fig. 823 (a. f. S.) zu ersehen. Es ist A der Dampfcylinder, B die Dampfkammer, sowie C der Gebläsecylinder und F der Gebläseschieber; ferner zeigt P die Kolbenstange der Dampfmaschine, sowie K die des Gebläses, und LML eine Gabel, welche beide Stangen mit einander verbindet und die Schwungradwelle umschließt. Diese Welle ist mittelst der Kurbel DN und der Kurbelstange MN an die Traverse M angeschlossen, welche in einer horizontalen Leitung gleitet. Auf der Welle D sitzen drei Excentriks E, H und Q, wovon das erstere den Dampf-, sowie das zweite den Gebläseschieber und das dritte die Kolbenstange RS der Luft- und Warmwasserpumpe X in Bewegung setzt. Die letztere ist doppeltwirkend und communicirt mit dem Condensator W durch die beiden Saugventile Y, Y_1, sowie mit dem Reservoir T durch die Druckventile Z, Z_1. Es ist leicht einzusehen, wie durch das Spiel des Kolbens S die Luft und das warme Wasser aus dem Condensator W gesaugt und in das Reservoir T gedrückt wird. Noch sieht man in U die Einmündung des Dampfrohres in die Dampfkammer und in V das Austragerohr, ferner in R die Leitung der Kolbenstange der Luft- und Warmwasserpumpe. Endlich sind in f, f die Federn und in p, p die Preßschrauben dargestellt, wodurch der Gebläseschieber auf seine Auflagerungsfläche aufgedrückt wird (s. Fig. 779, §. 179). Die Weite des Gebläsecylinders C ist 1,44 m, und die Länge desselben 1,50 m. (S. Armengaud's Publication industrielle, T. XII.)

Die als Wettersauger dienenden Kolbenmaschinen werden in der Regel direct und ohne Anwendung eines Schwungrades in Bewegung gesetzt; es ist dies hier um so eher zulässig, als diese Maschinen immer nur mit einer mäßigen Geschwindigkeit von 0,5 bis 1 m arbeiten. In der Regel bestehen diese Wettermaschinen aus zwei Cylindern mit zwei einfachwirkenden Kolben, welche abwechselnd auf- und niedergehen. Die Ventile zum Einsaugen der Wetter aus dem Schachte nehmen den Boden des Saugcylinders ein, wogegen die zum Ausblasen auf dem beweglichen Kolben sitzen. Da man es hier nur mit sehr kleinen Pressungsdifferenzen zu thun hat, so ist es nöthig, die Ventile möglichst leicht und in großer Anzahl herzustellen. Bei den bestehenden Maschinen auf den Kohlengruben in Belgien hat jede einzelne Maschine 10 bis 16, in zwei concentrischen Kreisen herumstehende trapezoidale Saug- und eben so viele Druckventile von Leder mit dünner

1,137 m Durchmesser und 2,746 m Hub wirkt hier an einem Balancierarme von gleicher Größe mit dem des Gebläsecylinders *B*, dessen Durchmesser 2,537 m beträgt. Solcher Systeme sind zwei neben einander vorhanden, deren Balanciers von den hornartig verlängerten Enden aus durch

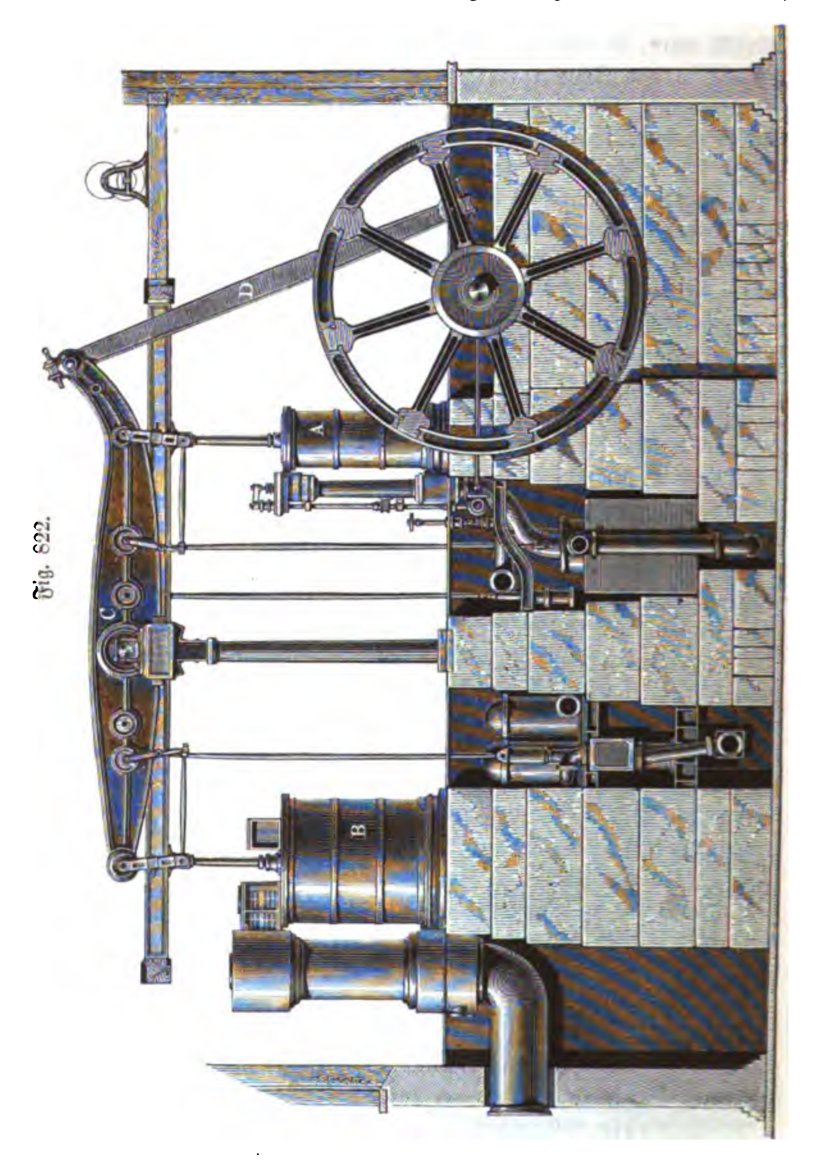


Fig. 822.

Lenkerstangen D eine Schwungradwelle an zwei rechtwinkelig zu einander befestigten Kurbeln ergreifen. Die aufwärts gebogene Form des Balancierarmes hat man hauptsächlich gewählt, um die Schwungradwelle in genügendem Abstande von den Dampfcylindern aufstellen zu können.

§. 200. Die nähere Einrichtung eines liegenden Schiebergebläses von M. M. Thomas und Laurent, dessen Cylinder Fig. 779 im Querschnitt darstellt, ist aus der Seitenansicht in Fig. 823 (a. f. S.) zu ersehen. Es ist A der Dampfcylinder, B die Dampfkammer, sowie C der Gebläsecylinder und F der Gebläseschieber; ferner zeigt P die Kolbenstange der Dampfmaschine, sowie K die des Gebläses, und LML eine Gabel, welche beide Stangen mit einander verbindet und die Schwungradwelle umschließt. Diese Welle ist mittelst der Kurbel DN und der Kurbelstange MN an die Traverse M angeschlossen, welche in einer horizontalen Leitung gleitet. Auf der Welle D sitzen drei Excentriks E, H und Q, wovon das erstere den Dampf-, sowie das zweite den Gebläseschieber und das dritte die Kolbenstange RS der Luft- und Warmwasserpumpe X in Bewegung setzt. Die letztere ist doppeltwirkend und communicirt mit dem Condensator W durch die beiden Saugventile Y, Y_1, sowie mit dem Reservoir T durch die Druckventile Z, Z_1. Es ist leicht einzusehen, wie durch das Spiel des Kolbens S die Luft und das warme Wasser aus dem Condensator W gesaugt und in das Reservoir T gedrückt wird. Noch sieht man in U die Einmündung des Dampfrohres in die Dampfkammer und in V das Austragerohr, ferner in R die Leitung der Kolbenstange der Luft- und Warmwasserpumpe. Endlich sind in f, f die Federn und in p, p die Preßschrauben dargestellt, wodurch der Gebläseschieber auf seine Auflagerungsfläche aufgedrückt wird (s. Fig. 779, §. 179). Die Weite des Gebläsecylinders C ist 1,44 m, und die Länge desselben 1,50 m. (S. Armengaud's Publication industrielle, T. XII.)

Die als Wettersauger dienenden Kolbenmaschinen werden in der Regel direct und ohne Anwendung eines Schwungrades in Bewegung gesetzt; es ist dies hier um so eher zulässig, als diese Maschinen immer nur mit einer mäßigen Geschwindigkeit von 0,5 bis 1 m arbeiten. In der Regel bestehen diese Wettermaschinen aus zwei Cylindern mit zwei einfachwirkenden Kolben, welche abwechselnd auf- und niedergehen. Die Ventile zum Einsaugen der Wetter aus dem Schachte nehmen den Boden des Saugcylinders ein, wogegen die zum Ausblasen auf dem beweglichen Kolben sitzen. Da man es hier nur mit sehr kleinen Pressungsdifferenzen zu thun hat, so ist es nöthig, die Ventile möglichst leicht und in großer Anzahl herzustellen. Bei den bestehenden Maschinen auf den Kohlengruben in Belgien hat jede einzelne Maschine 10 bis 16, in zwei concentrischen Kreisen herumstehende trapezoidale Saug- und eben so viele Druckventile von Leder mit dünner

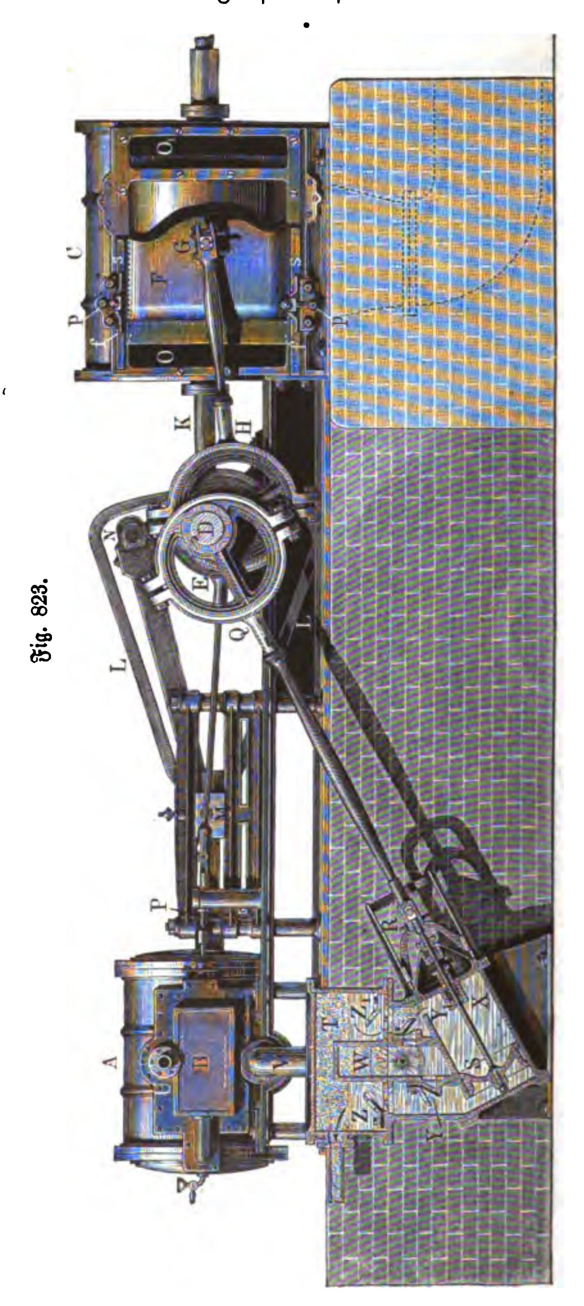
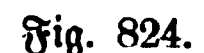
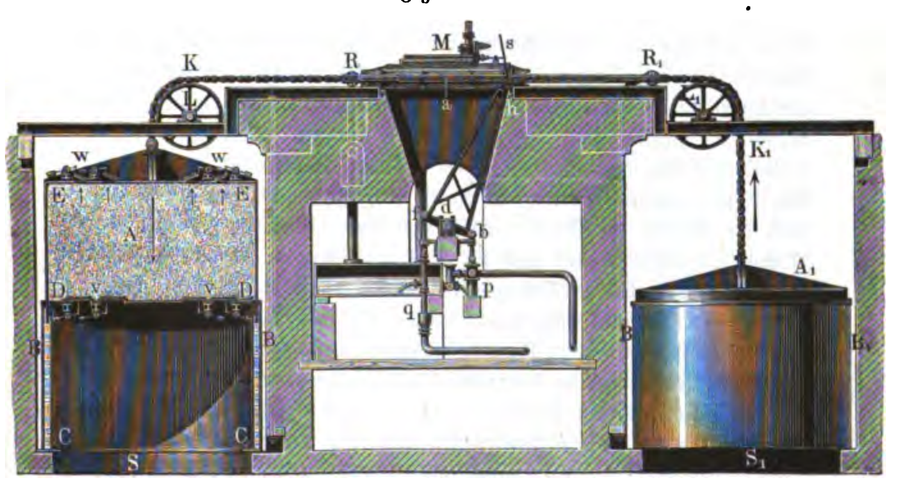


Fig. 823.

Blechdecke. Da diese Ventile nicht vollkommen abschließen, so erleiden diese Wettersauger immer einen namhaften Windverlust, der natürlich verhältnißmäßig um so größer ausfällt, je langsamer die Maschine arbeitet. Daher ist es auch zu erklären, daß diese Maschinen bei sehr kleinen Geschwindigkeiten weniger Nutzleistung geben, als bei mittleren Geschwindigkeiten von 0,6 bis 1 m.

Ein vollständiger Wettersauger dieser Art mit Wasserliderung, nach Art der Harzer Wettersätze oder Glockengebläse und mit liegendem Dampfcylinder, ist in Fig. 824 abgebildet. Diese Maschine ist nach den Angaben des Herrn De Vaux construirt und arbeitet auf der Kohlengrube „Marihaye“ zu Seraing bei Lüttich. Sie besteht aus zwei cylindrischen Blechglocken A, A_1 von 3,66 m Durchmesser und 2,60 m Höhe, deren Mäntel sich in


Fig. 824.



mit Wasser angefüllten ringförmigen Räumen BC bewegen, welche von je zwei Blechcylindern BB_1 und CC_1 umschlossen werden, wovon der eine die Weite von 3,81 m und der andere die von 3,51 m hat. Die inneren Blechcylinder, wie z. B. CC, stehen über den Mündungen S, S_1 des Wetterschachtes und sind oben durch einen Deckel, wie DD, verschlossen, in welchem sich 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Saugventile v, v ... befinden. Ebenso erhält der Kolben oder Deckel EE einer Glocke 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Ausblaseventile w, w .... Die beiden Glocken A und A_1 sind mittelst über die Leitrollen L, L_1 weggeführter Ketten K, K_1 an die mit Frictionsrädern R, R_1 ausgerüsteten Enden der Kolbenstange der Dampfmaschine M angeschlossen. An dieser Kolbenstange ist ferner die

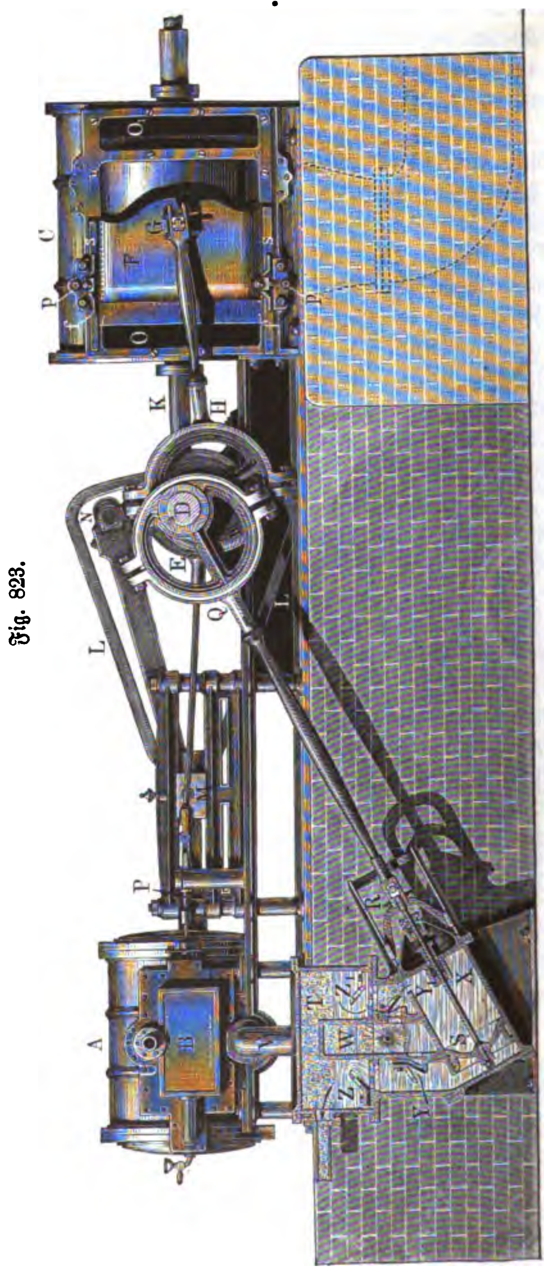
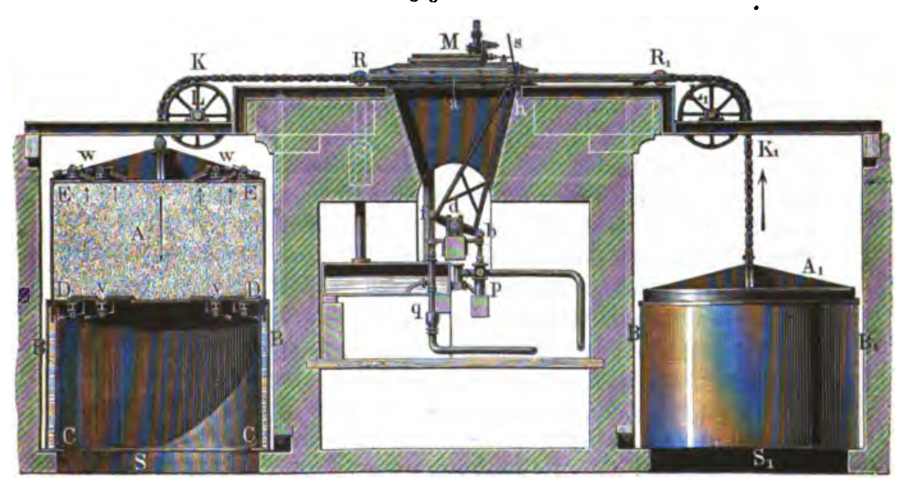


Fig. 823.

Blechdecke. Da diese Ventile nicht vollkommen abschließen, so erleiden diese Wettersauger immer einen namhaften Windverlust, der natürlich verhältnißmäßig um so größer ausfällt, je langsamer die Maschine arbeitet. Daher ist es auch zu erklären, daß diese Maschinen bei sehr kleinen Geschwindigkeiten weniger Nutzleistung geben, als bei mittleren Geschwindigkeiten von 0,6 bis 1 m.

Ein vollständiger Wettersauger dieser Art mit Wasserliderung, nach Art der Harzer Wettersätze oder Glockengebläse und mit liegendem Dampfcylinder, ist in Fig. 824 abgebildet. Diese Maschine ist nach den Angaben des Herrn De Vaux construirt und arbeitet auf der Kohlengrube „Marihaye" zu Seraing bei Lüttich. Sie besteht aus zwei cylindrischen Blechglocken A, A_1 von 3,66 m Durchmesser und 2,60 m Höhe, deren Mäntel sich in


Fig. 824.



mit Wasser angefüllten ringförmigen Räumen BC bewegen, welche von je zwei Blechcylindern BB_1 und CC_1 umschlossen werden, wovon der eine die Weite von 3,81 m und der andere die von 3,51 m hat. Die inneren Blechcylinder, wie z. B. CC, stehen über den Mündungen S, S_1 des Wetterschachtes und sind oben durch einen Deckel, wie DD, verschlossen, in welchem sich 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Saugventile $v, v \ldots$ befinden. Ebenso erhält der Kolben oder Deckel EE einer Glocke 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Ausblaseventile $w, w \ldots$. Die beiden Glocken A und A_1 sind mittelst über die Leitrollen L, L_1 weggeführter Ketten K, K_1 an die mit Frictionsrädern R, R_1 ausgerüsteten Enden der Kolbenstange der Dampfmaschine M angeschlossen. An dieser Kolbenstange ist ferner die

Steuerstange *a* befestigt, welche mittelst zweier Bolzen und eines Hebels den Dampfschieber *s* bewegt. Noch ist an die Steuerstange ein um *d* drehbarer Hebel *d h* befestigt, welcher mittelst des Armes *b* die Speisepumpe *p* und mittelst des Armes *f* die Kaltwasserpumpe *q* in Bewegung setzt. Der Wirkungsgrad dieser Maschine wird, bei 9 Pferdekräfte Totalleistung und 0,65 m mittlerer Geschwindigkeit, auf 0,5 bis 0,6 geschätzt. Siehe Traité de l'exploitation des Mines de Houille, par Ponson, auch Recherches théoriq. et expérim. sur les Appareils destinés à l'aerage par Trasenster in den Annales des Travaux publics de Belgique, Tome III, auch Berg- und Hüttenmännische Zeitung, Ergänzungsheft 1844.

§. 201. **Compressoren.** Die vielfache Verwendung von comprimirter Luft zum Betriebe bergmännischer Maschinen, wie Steinbohrmaschinen, Lufthaspel, sowie für pneumatische Bahnen (Rohrpost), zu pneumatischen Fundirungsarbeiten und für Marinezwecke (Taucherapparate, Torpedos), ist Veranlassung gewesen zur Construction von verschiedenen Luftcompressionsmaschinen, welche man schlechtweg mit dem Namen der Compressoren zu bezeichnen pflegt. Alle diese Maschinen stimmen im Princip mit den Cylindergebläsen überein, von denen sie sich hauptsächlich nur durch die höhere Pressung unterscheiden, welche sie der Luft zu ertheilen haben. Während die Gebläse für Hohöfen meist nur einen Ueberdruck von $^1/_4$ bis $^1/_2$ Atmosphäre erzeugen und auch für Bessemerhütten der Ueberdruck meistens nicht über $1^1/_2$ bis 2 Atmosphären steigt, erhält die zum Betriebe der Gesteinsbohrmaschinen erforderliche Luft in der Regel Spannungen von 5 bis 6 Atmosphären; ja es kommen ausnahmsweise, z. B. beim Füllen der Torpedos, Fälle vor, in denen der Luft Spannungen bis zu 100 Atmosphären gegeben werden müssen.

In Folge der starken Compression der Luft wird daher die letztere in allen diesen Maschinen einer bedeutenden Erwärmung ausgesetzt sein, welche um so größer ausfällt, je weiter die Verdichtung getrieben wird. Da eine solche Erwärmung der Gebläsecylinder nicht nur die Dichtungen der Kolben, Stopfbüchsen und Ventile beeinträchtigt und die Schmierung erschwert, sondern auch den Widerstand der Maschinen dadurch wesentlich vermehrt, daß die Pressung der Luft durch die Erwärmung erhöht wird, so pflegt man bei fast allen Compressoren eine Abkühlung der Cylinder durch Wasser vorzunehmen. Diese Abkühlung wird entweder durch äußere Umhüllung der Cylinder mit Wasser bewirkt, indem man die Cylinder mit doppelten Mänteln versieht, durch deren Zwischenraum das Kühlwasser circulirt, auch wohl die Kolben und Kolbenstangen zu diesem Behufe hohl macht, oder dadurch, daß man in die Cylinder Wasser einspritzt, welches mit der Luft zugleich durch die Druckventile wieder fortgedrückt wird. Dieses in die Cylinder

eingeführte Wasser gewährt gleichzeitig den Vortheil, den schädlichen Raum zwischen dem Kolben und den Ventilen auszufüllen, und die sonst durch den schädlichen Raum verursachte Verminderung der geförderten Luftmenge zu beseitigen. Es ist erklärlich, daß dieser Nachtheil der schädlichen Räume um so stärker hervortreten muß, je größer die Luftverdichtung ist, da bei dem Rückgange des Kolbens die in dem schädlichen Raume enthaltene verdichtete Luft immer erst durch Ausdehnung ihre Dichte unter die der Atmosphäre herabsetzen muß, bevor neue Luft angesaugt werden kann. Bei den sogenannten trockenen Compressoren, d. h. solchen, welche im Gegensatze zu den eben besprochenen nassen ohne Einspritzung arbeiten, ist es daher erforderlich, die Größe der schädlichen Räume möglichst klein zu halten. Bei den älteren nassen Compressoren wurde nicht sowohl eine Einspritzung von Wasser bei jedem Kolbenlaufe veranlaßt, sondern man hielt die Räume zwischen dem Kolben und den Ventilen fortwährend mit Wasser gefüllt, mit welcher Anordnung jedoch, besonders bei schnellem Hubwechsel, starke Wasserschläge verbunden waren. Man hat daher neuerdings bei den nassen Luftpumpen vorgezogen, nur so viel Wasser einzuspritzen, als zur Kühlung der Cylinder und zur Ausfüllung der schädlichen Räume erforderlich ist.

Die Pumpen der Compressoren werden ebensowohl stehend wie liegend, einfachwirkend wie doppeltwirkend ausgeführt. Die Saug- und Drucköffnungen werden bei den Compressionsmaschinen immer durch Ventile, niemals durch Schieber verschlossen, und es dürften aus §. 189 die Gründe deutlich sein, warum bei der starken Verdichtung der Luft die Anwendung von Schiebern sich nicht empfiehlt. Nur für schnellgehende Compressoren hat man bei einigen neueren vorzüglichen Constructionen Anordnungen getroffen, durch welche direct durch den Kolbenwechsel ein präcises Spiel dieser Ventile veranlaßt wird, so daß ein Oeffnen nicht erst durch das Vorhandensein einer genügenden Luftverdünnung im Cylinder herbeigeführt wird.

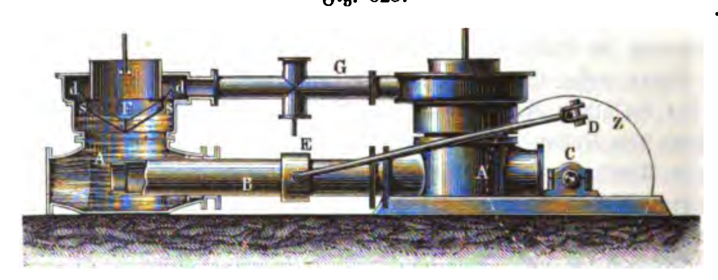
Die Durchmesser der Cylinder sind selten größer als 0,4 m, die Kolbengeschwindigkeit pflegt 1,2 bis 1,5 m, zuweilen bei schnell gehenden Compressoren bis 2 m zu betragen, die Zahl der Spiele schwankt im Allgemeinen zwischen 20 und 50, doch kommen auch Constructionen vor, welche pro Minute über 100 Umdrehungen zulassen. Der Hub der Ventile ist bei allen Compressoren möglichst klein zu halten, um ein schnelles Spiel und damit geringe Luftverluste zu erlangen. Den Saugventilen giebt man wohl je nach der Geschwindigkeit $^1/_5$ bis $^1/_{10}$ vom Cylinderquerschnitt zur Durchgangsöffnung, die Druckventile können kleiner sein.

In Fig. 825 (a. f. S.) ist eine Skizze der Compressionspumpen gegeben, welche beim Bau des Mont-Cenis-Tunnels*) zur Beschaffung der com-

*) Zeitschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1869, und daraus in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. IV.

primirten Luft von 5 Atmosphären Ueberdruck für den Betrieb der Bohrmaschinen angewendet wurden. Die beiden horizontal in derselben Geraden aufgestellten einfachwirkenden Pumpen *A* sind mit Plungerkolben *B* versehen, welche von der Welle *C* mittelst der Kurbel *CD* und Lenkerstange *DE* ihre hin- und hergehende Bewegung empfangen. Durch die beiden Saugventile *s* wird die atmosphärische Luft aus *F* angesaugt und durch die Druckventile *d* nach der Windleitung *G* gepreßt. Die in jedem Pumpencylinder enthaltene Wassermenge ist so bemessen, daß sie bei gänzlich einwärts

Fig. 825.

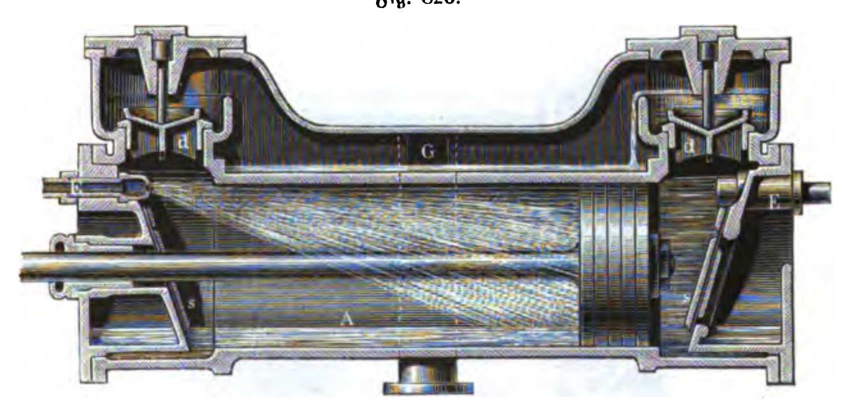


bewegtem Kolben gerade den Raum bis unter die Druckventile *d* erfüllt, so daß also ein schädlicher Raum für die Luft gar nicht vorhanden ist, und das Saugen unmittelbar mit beginnendem Rückgange des Kolbens geschieht. Die Bewegung der Kurbelwelle *C* ging von einer durch ein oberschlächtiges Rad umgedrehten Welle aus, und wurde auf das Zahnrad *Z* übertragen. Beim Bau des Gotthardt-Tunnels wandte man gleichfalls horizontale Pumpen mit Plungern von 0,46 m Durchmesser und 0,45 m Hub an, von denen je drei von einer Kurbelwelle bewegt wurden, welche durch eine Turbine pro Minute 90 Umdrehungen erhielt, so daß die Kolbengeschwindigkeit 1,35 m betrug. Drei solcher Pumpen saugten pro Minute 36,2 cbm Luft von atmosphärischer Spannung an, welche bis auf 7 Atmosphären Ueberdruck comprimirt wurde. Die Kühlung geschah bei diesen Pumpen durch Wasser, welches man durch die doppelwandigen Cylinder und deren Deckel sowie durch die hohlen Kolben circuliren ließ.

Eine der vorzüglichsten Compressionspumpen mit Wassereinspritzung ist die durch Fig. 826 veranschaulichte von Dubois & Francois. Man erkennt hieraus, wie der horizontale doppeltwirkende Cylinder *A* in jedem seiner Deckel zwei geneigt angeordnete Saugklappen *s* enthält, über welchen direct an jedem Cylinderende ein tellerförmiges Druckventil *d* angebracht ist. Durch die beiden Einspritzröhren *E* wird continuirlich ein zur Abkühlung des Cylinders genügender Wasserstrahl eingeführt, so zwar, daß das vor dem Kolben befindliche Wasser bei Beendigung des Kolbenlaufes den schädlichen

Raum ausfüllt. Der Ueberschuß an Wasser wird jedesmal durch das betreffende Druckventil *d* in die Windleitung *G* gepreßt, von wo aus auch das Speiserohr nach den Einspritzhähnen *E* abgeleitet ist, so daß dieses Wasser durch den Druck der comprimirten Luft in der Windleitung in den Cylinder gespritzt wird. In welcher Art das Wasser hierbei als Dichtungsmittel der Ventile benutzt wird, ist aus der Figur ersichtlich. Die Constructeure machen über die Leistungen eines solchen Compressors von 0,45 m

Fig. 826.



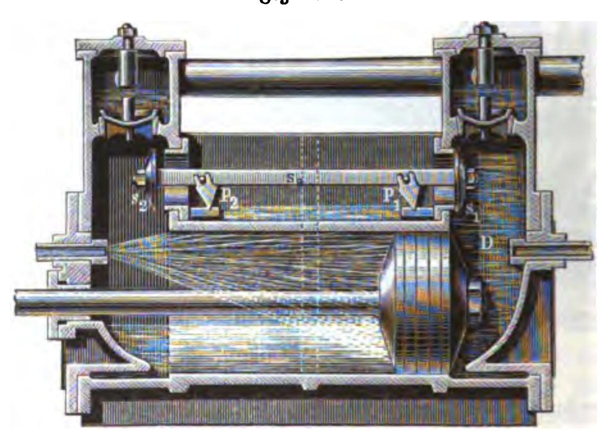
Kolbendurchmesser die folgenden durch die Erfahrung gelieferten Angaben, in welchen die Werthe in der mit *V* bezeichneten Columne das Volumen atmosphärischer Luft bedeuten, welches der Kolben durchlaufen mußte, um 1 cbm Luft von 5 Atmosphären totaler Spannung zu liefern. Die in der mit *w* bezeichneten Rubrik angeführten echten Brüche ergeben den Windcoefficienten, d. h. das Verhältniß der wirklich angesaugten Luft von atmosphärischer Pressung zu dem in gleicher Zeit vom Kolben beschriebenen Volumen. Man erkennt aus der Zusammenstellung, wie beträchtlich bei diesen Pumpen die Luftverluste mit zunehmender Tourenzahl werden.

Resultate eines Compressors von Dubois & Francois von 0,45 m Durchmesser und 1,2 m Hub.

Umdrehungszahl	15	20	25	30	35
Kolbengeschwindigkeit . .	0,60 m	0,80 m	1,0 m	1,20 m	1,40 m
Windcoefficient *w* . . .	0,94	0,92	0,90	0,86	0,78
Theoret. Volumen *V* .	5,320 cbm	5,430 cbm	5,555 cbm	5,814 cbm	6,410 cbm

Auf Grund dieser Versuchsresultate empfehlen die Constructeure eine Geschwindigkeit von 30 Touren der Maschine oder von 1,2 m des Kolbens. Für größere Geschwindigkeiten wird dagegen von ihnen eine abgeänderte Construction angewandt, welche durch Fig. 827 versinnlicht wird. Diese Anordnung stimmt, was Cylinder, Kolben, Einspritzung und Druckventile anbetrifft, vollkommen mit der vorstehend besprochenen überein, und unterscheidet sich von dieser nur in der Anordnung der Saugventile s_1 und s_2. Diese letzteren, von scheibenförmiger Gestalt, sind hierbei durch eine horizon-

Fig. 827.

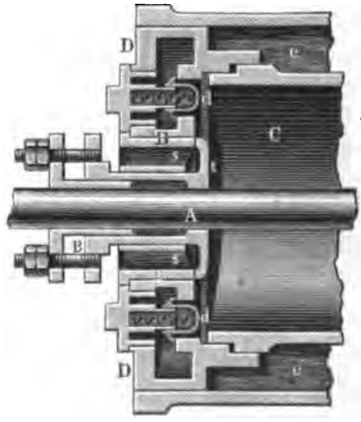


tale Stange s_0 derartig mit einander verbunden, daß die Oeffnung des einen sofort den Schluß des anderen zur Folge hat. Denkt man sich z. B. den Kolben B aus der gezeichneten äußersten Lage rechts im Begriffe, nach links umzukehren, so muß in dem mit Wasser gefüllten Raume D sofort mit dem Beginne der Bewegung ein Vacuum entstehen, in Folge dessen das Ventil s_1 sich öffnet und durch die Verbindungsstange den Schluß des anderen Ventils s_2 bewirkt. Die bei p_1 und p_2 angeordneten Pendelstützen dienen dazu, der Ventilstange s_0 eine leichte Beweglichkeit zu ermöglichen. Durch diese Anordnung ist erreicht, daß das betreffende Saugventil sich sogleich im Beginn des Kolbenlaufes bis zu seinem vollen Betrage öffnet, und hierzu nicht erst die Erzeugung einer gewissen Luftverdünnung erforderlich ist, in Folge deren der Atmosphärendruck das Ventil öffnet. Man erkennt daraus, daß diese Compressoren aus demselben Grunde, wie die Schiebergebläse, einen schnelleren Gang zulassen, als die gewöhnlichen Ventilgebläse.

Derselbe Zweck einer präcisen Oeffnung der Saugventile ist noch in einer anderen einfachen und zweckmäßigen Weise von Sturgeon in

Leeds *) erreicht worden. Hierbei sind nämlich die Stopfbüchsen für die beiderseits durch die Cylinderdeckel hindurchgeführte Kolbenstange der Luftpumpe gleichzeitig zu Saugventilen ausgebildet. Die Art, wie dies geschehen, ist aus Fig. 828 ersichtlich, welche das eine Ende des Cylinders der Maschine im Durchschnitte darstellt. Die Kolbenstange A tritt hierbei an jedem Ende des Cylinders C durch eine Stopfbüchse B, welcher in dem Deckel D des Cylinders selbst eine geringe Verschiebung gestattet ist. Hierbei dient die tellerförmige Scheibe t, welche an der Stopfbüchse sitzt, zum Verschlusse der ringförmigen Saugöffnung s in dem Cylinderdeckel. Es ist leicht ersichtlich, wie bei jedem Hubwechsel des Kolbens die Kolbenstange A auf jeder Seite vermittelst der Reibung die Stopfbüchse B mit dem Verschlußteller t mitnimmt, so daß einerseits ein Verschließen, andererseits ein Oeffnen des Saugventils eintritt; und zwar sind hierbei bedeutende Stoßwirkungen nicht bemerkt worden, da die Geschwindigkeit der Kolbenstange in der Nähe der todten Punkte auch bei bedeutender Umdrehungszahl nur gering ist. Die Druckventile d sind bei der vorliegenden Construction ebenfalls in den Cylinderdeckeln D in größerer Anzahl concentrisch um die Kolbenstange angebracht, und es schließt sich die Windleitung an die zu dem Ende hohl gestalteten Deckel an. Der Compressor gehört zu den trockenen, bei denen die Abkühlung durch Wasser bewirkt wird, welches in dem Zwischenraume c den Cylinder umspült. Diese Maschinen, welche 150 bis 200 Touren in der Minute machen können, sind in neuerer Zeit vielfach verbreitet.

Fig. 828.

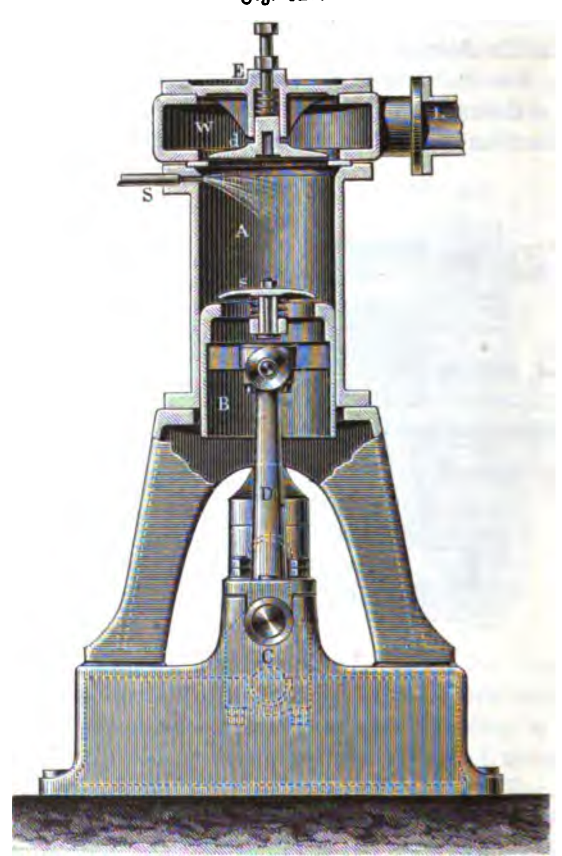


Von den vielen sonst noch existirenden Compressoren möge hier nur noch der von Burleigh als Repräsentant einer stehenden Anordnung angeführt werden, welcher namentlich in den Vereinigten Staaten eine große Verbreitung gefunden hat. Die Luftpumpe ist hierbei einfachwirkend und man betreibt dabei immer zwei Pumpen durch eine gekröpfte Welle, deren Kurbeln diametral gegenüber stehen. Der Durchschnitt einer solchen Pumpe ist

*) Siehe den Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, von A. Riedler, Gesteinsbohrmaschinen 2c.

in Fig. 829 *) dargestellt. In dem unten offenen Cylinder *A* wird der hohle Plunger *B* durch die Kurbelwelle *C* und Schubstange *D* bewegt. Der

Fig. 829.



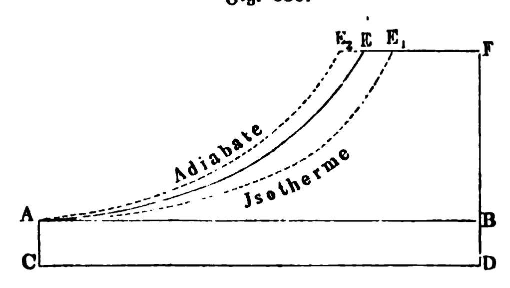
Kolben trägt auf seinem Kopfe das Saugventil *s*, während das Druckventil *d* die Windkammer *W* abschließt, von welcher die Windleitung *L* abgeführt ist. Durch das Rohr *S* wird beim Niedergange des Kolbens Kühlwasser eingespritzt, welches gegen Ende der Druckwirkung den schädlichen Raum zwischen dem Kolben und dem Druckventile ausfüllt. Bei dem großen Querschnitte der Ventile genügt ein geringer Hub derselben, und bei der gewählten Anordnung sind die Ventile durch Abnehmen des Verschlußdeckels *E*

*) S. vorgenannten Ausstellungsbericht von Riedler.

leicht zugänglich gemacht. Der Betrieb dieser Maschinen geschieht in der Regel durch einen gleichfalls vertical gestellten Dampfcylinder, dessen Kolben eine dritte auf der Betriebswelle C angebrachte Kurbel ergreift. Zur möglichsten Ausgleichung der Bewegung ist diese Kurbel der Dampfmaschine meistens so gegen die Kurbeln der Luftpumpen gestellt, daß der Dampfkolben etwa den achten Theil seines Hubes durchlaufen hat, wenn die Pumpenkolben in den todten Punkten stehen, damit die Volldruckwirkung des Dampfes möglichst mit der Periode des größten Widerstandes der Pumpen zusammenfällt. Bei den angestellten Versuchen ergab sich nach längerem Gange der Maschine bei 60 Touren per Minute eine Temperatur von 35 bis 40° C.

Um schließlich noch den schädlichen Einfluß der Lufterwärmung zu beurtheilen, welche in Folge der Compressionsarbeit sich einstellt, kann das Diagramm, Fig. 830, dienen. In demselben stellt AB die Länge $l = 1{,}2$ m des Kolbenlaufes eines Compressors von Dubois & Francois von 0,45 m Durchmesser vor, und die indicatorisch ermittelte Curve AE läßt die Art

Fig. 830.



der Spannungszunahme der Luft vor dem Kolben erkennen, wenn die den ganzen Cylinderraum erfüllende Luft von der Spannung AC der Atmosphäre auf die Spannung $DF = 5$ Atmosphären gebracht wird. Offenbar ist der Inhalt der Fläche $AEFBA$ ein Maß für die zu dieser Compression verwendete mechanische Arbeit. In der Figur sind ferner noch die beiden Curven AE_1 und AE_2 zu bemerken, welche durch Rechnung gefunden wurden, und zwar entspricht die Curve E_1 dem Mariotte'schen Gesetze, d. h. der Annahme, daß die Temperatur der Luft ungeändert bleibe (isothermische Linie), während die Curve E_2 der Voraussetzung gemäß construirt ist, daß ein Wärmeverlust durch Abkühlung durchaus nicht stattfinde (adiabatische Linie). Hieraus erkennt man, daß bei einer gar nicht abgekühlten Maschine die erforderliche mechanische Arbeit um das Flächenstück AE_2E_1 größer ausfällt, als bei einer Maschine, bei welcher eine ideale Abkühlung stattfände, d. h. bei welcher die Temperatur ungeändert bliebe, und daher die

Arbeit durch die Fläche $A E_1 F B A$ ausgedrückt wäre. Eine Ausmessung der betreffenden Flächenstücke ergiebt z. B. für eine Compression von 1 Atmosphäre bis zu 5 Atmosphären einen Arbeitsverlust von gegen 23 Proc., welcher durch die Erwärmung herbeigeführt wird. Es ist nun deutlich, daß dieser Arbeitsverlust um so geringer ausfallen wird, je vorzüglicher die Abkühlung stattfindet, d. h. je mehr sich die den Druck darstellende Indicatorcurve $A E$ der isothermischen Linie $A E_1$ nähert. Daß dies niemals vollkommen erreicht werden kann, ist selbstverständlich; man wird aber den ökonomischen Werth der Abkühlung bei einer vorliegenden Maschine nach der verhältnißmäßigen Größe desjenigen Flächenstückes $A E_2 E$ beurtheilen können, welches zwischen der indicatorischen und der adiabatischen Linie gelegen ist, denn dieses Flächenstück ist ein Maß für die durch die Kühlung erlangte Verkleinerung des mehrerwähnten Arbeitsverlustes.

§. 202. **Umtriebskraft der Gebläse.** Die Kraftverluste, welche die Zwischen- und Hülfsmaschinen eines Gebläses verursachen, wie z. B. die Reibungen an der Kurbel, an den Stangenleitungen, Zahnrädern u. s. w., sind nach den in der ersten Abtheilung dieses Theiles enthaltenen Regeln zu berechnen. Bezeichnet η_1 den Wirkungsgrad des eigentlichen Gebläses oder der Arbeitsmaschine, η_2 denjenigen der Umtriebsmaschine, welcher nach den in Thl. II angegebenen Regeln zu ermitteln ist, und η_3 den Wirkungsgrad der Zwischenmaschinen, so hat man den Wirkungsgrad der ganzen Gebläsemaschine $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ zu setzen.

Ist die Umtriebsmaschine ein Wasserrad, Q_1 das Aufschlagquantum pro Secunde, h_1 das Gefälle und γ_1 die Dichtigkeit des Wassers, ferner Q das auszublasende Windquantum, gemessen unter dem äußeren Drucke und unter der äußeren Temperatur, h der Manometerstand und γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so hat man dem Obigen zufolge,

$$\eta Q_1 h_1 \gamma_1 = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma,$$

und es läßt sich hiernach das zur Erzeugung einer gegebenen Windmenge von gegebener Pressung nöthige Aufschlagquantum

$$Q_1 = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Q h \gamma}{\eta h_1 \gamma_1}$$

berechnen.

Uebrigens ist

$$Q = \chi \frac{z n}{60} F s = \chi z \frac{F v}{2}$$

oder

$$= \chi \frac{z n}{30} F s = \chi z F v$$

zu setzen, jenachdem das Gebläse aus z einfach-wirkenden oder aus z doppelt-wirkenden Gebläsekolben besteht, wobei χ den Windcoefficienten (s. §. 194), F die Größe der Kolbenfläche, s den Kolbenhub, v die Kolbengeschwindigkeit und n die Anzahl der Spiele (Doppelhübe) eines Gebläsekolbens pro Minute bezeichnet. Aus der gegebenen Umdrehungszahl u des als Umtriebsmaschine dienenden Wasserrades läßt sich nun noch das erforderliche Umsetzungsverhältniß des Vorgeleges

$$\psi = \frac{n}{u} = \frac{r_1}{r}$$

berechnen, wonach sich nun auch die nöthigen Bestimmungen in Betreff der Halbmesser r und r_1 sowie der Zähnezahlen der Vorgelegsräder machen lassen. Die nöthigen Dimensionen und Verhältnisse des Wasserrades ergeben sich natürlich aus Q_1 und u (s. Thl. II).

Dient eine Dampfmaschine zum Umtriebe eines Kolbengebläses, so ist die Anordnung und Berechnung der ganzen Gebläsemaschine insofern noch einfacher, als hier in der Regel eine directe Uebertragung der Dampfkraft auf das Gebläse statthat. Es ist hier der Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\eta = \eta_1 \eta_2$, d. i. ein Product aus dem Wirkungsgrade η_2 der Dampfmaschine und aus dem Wirkungsgrade η_1 des Gebläses und daher bei Zugrundelegung der einfacheren Formel,

$$\eta Q_1 p \left(1 + Ln\varepsilon - \frac{q}{p_1}\right) = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma$$

zu setzen, wenn außer den oben angegebenen Bedeutungen der Buchstaben für das Gebläse Q_1 das Dampfquantum der Dampfmaschine, p die Dampfspannung im Dampfkessel, q die Spannung im Condensator oder nach Befinden in der freien Luft, ε das Expansionsverhältniß und $p_1 = \frac{p}{\varepsilon}$ die berechnete Dampfspannung am Ende des Kolbenschubes bezeichnet.

Hiernach bestimmt sich die einer gegebenen Windmenge Q und Windpressung (h) entsprechende Dampfmenge:

$$Q_1 = \frac{1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2 \left(\frac{h}{b}\right)^2}{1 + Ln\varepsilon - \frac{\varepsilon q}{p}} \frac{Q h \gamma}{\eta p},$$

und es lassen sich nun hieraus nach den in Thl. II gegebenen Anleitungen die erforderlichen Verhältnisse, Dimensionen u. s. w. der Dampfmaschine berechnen. Natürlich sind bei den direct wirkenden Dampfmaschinengebläsen der Hub, die Anzahl der Kolbenspiele, Geschwindigkeit u. s. w. der Kraftmaschine dieselben wie bei der Arbeitsmaschine.

Beispiel. Ein Gebläse soll für einen Eisenhohofen ein Windquantum von 60 cbm pro Minute mit 100 mm Ueberdruck liefern, und zu seinem Umtriebe eine Wasserkraft von 8 m Gefälle benutzen; wie groß ist die hierzu nöthige Aufschlagwassermenge? Setzt man den Wirkungsgrad der Arbeitsmaschine $\eta_1 = 0{,}60$, den der Zwischenmaschine $\eta_2 = 0{,}90$ und den des Wasserrades $\eta_3 = 0{,}75$, also den Wirkungsgrad der ganzen Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0{,}60 \,.\, 0{,}90 \,.\, 0{,}75 = 0{,}405,$$

und nimmt man den kleinsten Barometerstand des Ortes $h = 740$ mm an, so erhält man die gesuchte Aufschlagwassermenge pro Secunde

$$Q_1 = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Q h \gamma}{\eta h_1 \gamma_1}$$

$$= \left[1 - 0{,}3521 \frac{10}{74} + 0{,}2 \left(\frac{10}{74}\right)^2\right] \frac{60 \,.\, 0{,}100 \,.\, 13{,}6}{60 \,.\, 0{,}405 \,.\, 8} = 0{,}956 \,.\, 0{,}42 = 0{,}401 \text{ cbm}.$$

Läßt man das Gebläse aus zwei doppelt-wirkenden Kolben bestehen und dieselben mit der mittleren Geschwindigkeit $v = 1$ m arbeiten, so hat man bei Annahme des Windcoefficienten $\chi = 0{,}65$ den erforderlichen Kolbenquerschnitt

$$F = \frac{Q}{\chi z v} = \frac{60}{0{,}65 \,.\, 2 \,.\, 1 \,.\, 60} = 0{,}769 \text{ qm},$$

und hiernach den Kolbendurchmesser

$$d = 0{,}989 = rot\ 1 \text{ m}.$$

Geben wir jedem Kolben den Hub von $s = 1{,}2$ m, so erhalten wir noch die Anzahl der Kolbenspiele oder der Umdrehungen der Kurbelwelle pro Minute:

$$n = \frac{30 v}{s} = \frac{30}{1{,}2} = 25,$$

und macht dagegen das Wasserrad pro Minute sechs Umdrehungen, so ist folglich ein Zahnradvorgelege mit dem Umsetzungsverhältnisse $^{25}/_6$ nöthig, also auf die Wasserradwelle ein Zahnrad zu setzen, welches $^{25}/_6$ mal so viel Zähne hat als das auf der Kurbelwelle sitzende Zahnrad. Wäre z. B. die Anzahl der Zähne des letzteren = 24, so müßte die des ersteren = 100 sein.

§. 203. **Schwungräder der Cylindergebläse.** Ein wichtiger Gegenstand bei der Construction eines Cylindergebläses ist die Bestimmung der Größe des Schwungrades, welches dazu dienen muß, der Bewegung den gewünschten Grad der Gleichförmigkeit zu ertheilen. Daß man bei den Gebläsen, insbesondere bei stehenden, zunächst eine Ausgleichung der Gewichte wie Kolben, Kurbeln 2c. durch Gegengewichte vornehmen wird, bedarf nur der Bemerkung und es kann in dieser Hinsicht auf das in Thl. III, 1 darüber Angeführte verwiesen werden. Der Grund für die Veränderlichkeit der Geschwindigkeit von Gebläsemaschinen liegt außer in der bei allen Dampfmaschinen aus der Expansion resultirenden Veränderlichkeit des Kolbendruckes namentlich noch darin, daß auch der dem Gebläsekolben dargebotene Widerstand der Luft ein veränderlicher ist. Diese letztgedachte Veränderlichkeit nimmt mit der Größe der erforderlichen Windpressung zu und ist daher bei den Bessemergebläsen bedeutender, als bei den gewöhnlichen Hohofengebläsen, während sie

bei den Compressoren den höchsten Grad erreicht. Bei der Bestimmung der Größe des Schwungrades macht es außerdem einen wesentlichen Unterschied, ob das Gebläse ein direct wirkendes ist, bei welchem Dampf- und Gebläsekolben auf derselben Kolbenstange befestigt sind, oder ob die Bewegung der Gebläsekolben von einer Kurbelwelle ausgeht, deren Drehung durch die Dampfmaschine mittelst eines besonderen Kurbelgetriebes bewirkt wird.

Setzt man zunächst den einfacheren Fall einer direct wirkenden Maschine voraus, so erkennt man leicht, daß bei nur geringer Pressung des Windes, wie sie bei den Hohofengebläsen üblich ist, die Gleichförmigkeit der Maschine eine größere sein wird, als bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei gleichen Cylinder- und Schwungradabmessungen und gleichen Expansionsverhältnissen. Die Richtigkeit dieser Bemerkung ergiebt sich leicht daraus, daß unter der gemachten Voraussetzung einer geringen Windpressung der Widerstand des Gebläsekolbens während des ganzen Kolbenlaufes nahezu von gleicher Größe ist, also auch von der treibenden Kraft des Dampfkolbens in jedem Augenblicke nahezu derselbe constante Betrag consumirt wird. Dies ist aber bei einer gewöhnlichen Betriebsdampfmaschine mit constantem Umfangsdrucke der Kurbel nicht der Fall, da aus der Theorie des Kurbelgetriebes (s. Thl. III, 1) sich ergiebt, daß ein constanter Umfangswiderstand der Kurbel sehr veränderliche Widerstände gegen den Kolben hervorruft.

Würde z. B. die Dampfmaschine ohne Expansion arbeiten, so wäre bei constantem Kolbenwiderstande ein Grund für die Anwendung eines Schwungrades nur etwa in den Trägheitskräften der schwingenden Massen und den veränderlichen Reibungswiderständen des Kurbelgetriebes zu erkennen. Anders stellt sich die Sache bei größerer Windpressung, und es ist leicht im Allgemeinen zu erkennen, daß hierbei, wo die Periode des größten Widerstandes des Gebläsekolbens mit derjenigen des geringsten Dampfdruckes zusammenfällt, die Ursachen einer ungleichförmigen Bewegung in viel höherem Maße wirksam sein werden, als bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine. Die Untersuchung wird daher in jedem einzelnen Falle besonders vorzunehmen sein, und es wird sich hierzu wieder am besten das graphische Verfahren wegen seiner Anschaulichkeit und Einfachheit eignen, wogegen die Rechnungen sehr verwickelt werden. Letzteres gilt namentlich für indirect wirkende Maschinen, und es soll daher hier die Rechnung nur für den einfachsten Fall einer direct wirkenden Maschine durchgeführt werden.

Auf dem in Thl. III, 1 gezeigten Wege läßt sich die Bestimmung der erforderlichen Schwungmasse wie folgt vornehmen. Während der Kolben von einer Endstellung aus sich um den beliebigen Weg x bewegt, dreht sich die Kurbel von der Todtlage aus um den Winkel α und es gehe dabei die Ge-

schwindigkeit der Kurbelwarze v_1 im todten Punkte in diejenige v über. Bezeichnet nun ε das Expansionsverhältniß der Dampfmaschine, also

$$s' = \frac{s}{\varepsilon} = \frac{2r}{\varepsilon}$$

den Kolbenweg vor der Absperrung des Dampfes, so ist, wenn $P = Fp$ den Dampfdruck auf den Kolben während der Volldruckperiode und R den Gegendruck bedeutet, die von dem Dampfkolben während des Weges x verrichtete Arbeit durch

$$A_1 = Ps'\left(1 + log\,nat\,\frac{x}{s'}\right) - Rx$$

$$= Ps'\left(1 + log\,nat\,\frac{(1 - cos\,\alpha)\,\varepsilon}{2}\right) - Rr\,(1 - cos\,\alpha) \;.\,.\; (1)$$

gegeben, wenn man unter Voraussetzung einer hinreichend langen Lenkerstange $x = r\,(1 - cos\,\alpha)$ einführt.

Setzt man ferner den Ueberdruck der Luft auf die Kolbenfläche nach vollbrachter Compression $F_1 h \gamma = Q$, und bezeichnet mit s_0 den Weg, welchen der Kolben durchlaufen muß, ehe die Luft auf den Ueberdruck $h\gamma$ gebracht ist, so ist die vom Kolben verrichtete Nutzarbeit durch

$$A_2 = Q\left(\frac{s_0}{2} + x - s_0\right) = Q\left[r\,(1 - cos\,\alpha) - \frac{s_0}{2}\right] \;.\,.\; (2)$$

gegeben. Für s_0 kann man genügend genau aus

$$\frac{b + h}{b} = 1 + \frac{h}{b} = \left(\frac{s}{s - s_0}\right)^{\varkappa} = 1 + \varkappa\,\frac{s_0}{s}$$

$$s_0 = \frac{h}{\varkappa\,b}\,s \text{ setzen.}$$

Der Ueberschuß $A_1 - A_2$ der treibenden Arbeit des Dampfes über die Nutzarbeit ist nun zur Beschleunigung der Massen verwendet worden, und man hat daher, wenn m_1 die auf den Kurbelzapfen reducirte rotirende Masse und m_2 die schwingende Masse bezeichnet, wie früher

$$A_1 - A_2 = Ps'\left(1 + log\,nat\,\frac{(1 - cos\,\alpha)\,\varepsilon}{2}\right)$$

$$- Q\left[r\,(1 - cos\,\alpha) - \frac{s_0}{2}\right] - Rr\,(1 - cos\,\alpha)$$

$$= m_1\,\frac{v^2 - v_1^2}{2} + m_2\,\frac{v^2}{2}\,sin^2\alpha \;.\;.\;.\;.\;.\; (3)$$

Hieraus folgt

$$v^2 = \frac{m_1 v_1^2 + 2\,(A_1 - A_2)}{m_1 + m_2\,sin^2\alpha} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (4)$$

Jedenfalls wird m_1 so groß sein, daß v nur wenig von v_1 verschieden ist, und daher kann man annähernd schreiben:

$$v = v_1 \left(1 + \frac{A_1 - A_2}{m_1 v_1^2} - \frac{m_2}{2 m_1} sin^2 \alpha\right).$$

oder nach Einsetzung der Werthe von A_1 und A_2: $v =$

$$v_1 + \frac{P s'\left(1 + ln \frac{(1 - cos \alpha)\, \varepsilon}{2}\right) - (Q + R)\, r\, (1 - cos \alpha) + Q \frac{s_0}{2}}{m_1 v_1} - \frac{m_2 v_1}{2 m_1} sin^2 \alpha \;\ldots\; (5)$$

Die größte und kleinste Geschwindigkeit v erhält man nun durch $\frac{\partial v}{\partial \alpha} = 0$, d. h. aus:

$$P s' \frac{sin \alpha}{1 - cos \alpha} - (Q + R)\, r\, sin \alpha - m_2 v_1^2 \, sin \alpha \, cos \alpha = 0 \;.\;.\; (6)$$

Diese Gleichung ist durch $sin \alpha = 0$, also für den todten Punkt erfüllt, in welchem die Geschwindigkeit ein Minimum wird. Um den Winkel für die Maximalgeschwindigkeit zu bestimmen, forme man die Gleichung (6) um in

$$m_2 v_1^2 cos^2 \alpha + [(Q + R)\, r - m_2 v_1^2]\, cos \alpha = (Q + R)\, r - P s' \ldots (7)$$

Hieraus findet man

$$cos \alpha = - \frac{(Q + R)\, r - m_2 v_1^2}{2 m_2 v_1^2} + \sqrt{\frac{(Q + R)\, r - P s'}{m_2 v_1^2} + \left(\frac{(Q + R)\, r - m_2 v_1^2}{2 m_2 v_1^2}\right)^2} \;.\; (8)$$

Setzt man diese so gefundenen Werthe v_{max} und v_{min} in die bekannte Formel

$$v_{max} - v_{min} = \delta v$$

ein, worin δ den verlangten Ungleichförmigkeitscoefficienten bedeutet, so erhält man dadurch eine Gleichung zur Bestimmung der erforderlichen Schwungradmasse m_1.

Für $\alpha = 180^0$ hat man natürlich die Geschwindigkeit $v = v_1$, so daß man dafür erhält $A_1 = A_2$, d. h.

$$P s' (1 + log\ nat\ \varepsilon) - R\, 2 r = Q \left(2 r - \frac{s_0}{2}\right).$$

Unter Einführung der Kolbenquerschnitte F und F_1, und wenn p_0 den

Atmosphärendruck bezeichnet, also $R = F p_0$ gesetzt wird, erhält man hieraus

$$F p . 2 r \left(\frac{1 + log\ nat\ \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{p_0}{p}\right) = F_1 h \gamma \left(2 r - \frac{s_0}{2}\right)$$

oder

$$P \left(\frac{1 + log\ nat\ \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{p_0}{p}\right) = Q \left(1 - \frac{s_0}{4 r}\right) \quad \ldots\ldots (9)$$

Beispiel. Für ein direct wirkendes Dampfgebläse, dessen Gebläsecylinder 1,2 m Durchmesser und 1 m Hub gegeben ist, soll das Schwungrad bestimmt werden, wenn der Dampf mit dreifacher Expansion arbeitet und das Gebläse Wind von $^1/_5$ Atmosphäre Ueberdruck erzeugt?

Man hat hier $\frac{h}{b} = 0{,}2$; und daher der Hub beim Beginne des Ausblasens

$$s_0 = \frac{h}{1{,}42\, b}\, s = 0{,}1408\, s = 0{,}1408 \text{ m}.$$

Der Hub des Kolbens während des Vollbrucks ist

$$s' = \frac{s}{\varepsilon} = {}^1/_3\, s = {}^1/_3 \text{ m}.$$

Nimmt man die wirksame Dampfspannung im Cylinder zu $p = 5$ Atmosphären an, und setzt mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände der beiden Kolben den Gegendruck auf den Dampfkolben gleich $p_0 = 1{,}5$ Atmosphären, so erhält man zunächst aus Gleichung (9)

$$\frac{P}{Q} = \frac{1 - \frac{s_0}{4 r}}{\frac{1 + log\, nat\, \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{p_0}{p}} = \frac{1 - 0{,}0704}{{}^1/_3 (1 + 1{,}0986) - 0{,}3} = \frac{0{,}9296}{0{,}399} = 2{,}33.$$

Daher hat man $P = 2{,}33\, Q$ und den Gegendruck

$$R = \frac{1{,}5}{5} P = 0{,}3\, P = 0{,}7\, Q.$$

Den Widerstand Q hat man ferner zu

$$Q = F_1 h \gamma = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}2^2}{4} \cdot \frac{1}{5}\, 0{,}750 \cdot 13600 = 1{,}131 \cdot 2040 = 2307$$
$$= rot\ 2300 \text{ mkg}.$$

Nimmt man nun das Gewicht der beiden Kolben, der Kolbenstange, der Traverse und den auf den Kreuzkopf reducirten Theil des Pläuelstangengewichtes zu 1200 kg an, so hat man

$$m_2 = \frac{1200}{9{,}81} = 122{,}3.$$

Soll ferner die Maschine in der Minute 36 Umdrehungen machen, so ist die durchschnittliche Geschwindigkeit der Kurbel

$$v_1 = \frac{36 \cdot \pi \cdot 1}{60} = 1{,}885$$

und daher

$$m_2 v_1^2 = 122{,}3 \cdot 1{,}885^2 = 435.$$

Mit diesen Werthen von P, Q, R und $m_2 v_1^2$ erhält man daher den Winkel α, für welchen die größte Geschwindigkeit v_{max} eintritt, nach Gleichung (8) zu

$$\cos\alpha = -\frac{1,7 \,.\, 2300 \,.\, 0,5 - 435}{2 \,.\, 435}$$
$$+\sqrt{\frac{1,7 \,.\, 2300 \,.\, 0,5 - 2,33 \,.\, 2300 \,.\, {}^1/_3}{435} + \left(\frac{1,7 \,.\, 2300 \,.\, 0,5 - 435}{2 \,.\, 435}\right)^2}$$
$$= -1,747 + \sqrt{0,3885 + 3,0520} = 0,108,$$

wonach $\alpha = 83^0\,48'$ folgt.

Mit diesem Werthe von α ergiebt sich nun die Arbeit des Dampfkolbens nach (1):

$$A_1 = 2,33 \,.\, Q \,.\, {}^1/_3\left(1 + log\ nat\ \frac{0,892 \,.\, 3}{2}\right) - 0,7 \,.\, Q \,.\, 0,5 \,.\, 0,892$$
$$= (0,777 \,.\, 1,2902 - 0,3122)\, Q = 0,690\, Q,$$

und ebenso die Nutzarbeit A_2 nach (2)

$$A_2 = Q\ (0,5 \,.\, 0,892 - 0,0704) = 0,376\, Q.$$

Demnach hat man die Beschleunigungsarbeit

$$A_1 - A_2 = (0,690 - 0,376)\, Q = 0,314\, Q = 722\,\text{mkg}.$$

Da ferner $\sin^2\alpha = \sin^2 83^0\,48' = 0,984$ ist, so hat man nach Gleichung (5)

$$v_{max} = v_1\left(1 + \frac{A_1 - A_2}{m_1 v_1^2} - \frac{m_2}{2\, m_1}\sin^2\alpha\right) = v_1\left(1 + \frac{722}{m_1 v_1^2} - \frac{122,3}{2\, m_1}\, 0,984\right),$$

woraus

$$\frac{v_{max}}{v_1} - 1 = \frac{722}{m_1 v_1^2} - \frac{60,2}{m_1}.$$

Soll nun die Maschine mit einem Ungleichförmigkeitsgrade $\delta = \frac{1}{30}$ laufen, so hat man also

$$\delta = \frac{v_{max} - v_1}{v_1} = \frac{v_{max}}{v} - 1 = \frac{722}{m_1 v_1^2} - \frac{60,2}{m_1},$$

und hieraus findet man

$$m_1 = \frac{1}{\delta}\left(\frac{722}{1,885^2} - 60,2\right) = 30 \,.\, 143,2 = 4296.$$

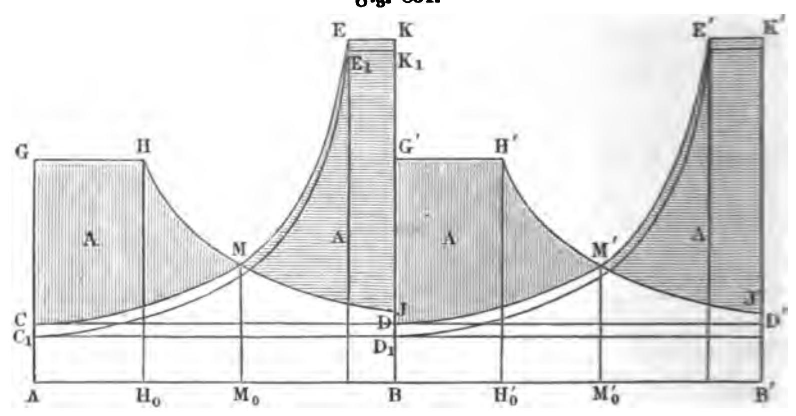
So groß muß die auf den Umfang des Kurbelkreises reducirte Masse sein. Nimmt man den Halbmesser des Schwungrades etwa 4 Mal so groß als den der Kurbel an, so erhält man das Gewicht des Schwungringes zu

$$G = \frac{m_1}{16}\, g = \frac{4296}{16}\, 9,81 = 2633\,\text{kg}.$$

Um von der Ungleichförmigkeit einer direct wirkenden Gebläsemaschine durch eine graphische Darstellung eine Anschauung zu gewinnen, sei die Basis AB, Fig. 831 (a. f. S.), gleich dem Kolbenschub $2r$ gemacht, und in bekannter Art für jede Kolbenstellung der auf jede der beiden Flächen des Dampfkolbens sowohl wie des Gebläsekolbens wirkende Druck des Dampfes bezw. der Luft als Ordinate aufgetragen. Durch diese Construction erhält

man für den treibenden Dampfdruck die Linie $GHMJ$, wenn angenommen wird, daß der Dampf in der Kolbenstellung H_0 abgesperrt werde. Als Curve für den constanten Gegendruck auf die Rückfläche des Dampfkolbens gilt die der Basis parallele Gerade CD, welche im Abstande AC von der Grundlinie, entsprechend dem Drucke der Atmosphäre bezw. des Condensators, mit der Basis parallel gezogen wird. Man hat also, unter F den Querschnitt des Dampfkolbens, unter p den treibenden Dampfdruck und

Fig. 831.



unter p_0 den Gegendruck der Atmosphäre (bezw. des Condensators) verstanden,

$$AG = Fp \text{ und } AC = Fp_0$$

zu machen, und man würde unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes

$$BJ = \frac{AH_0}{AB} AG$$

aufzutragen haben. In gleicher Weise sei für den Gebläsekolben vom Querschnitte F_1, welcher die Luft von der atmosphärischen Spannung p_0 auf diejenige p_1 comprimiren soll,

$$AC_1 = F_1 p_0 \text{ und } BK_1 = F_1 p_1$$

gemacht, und die Curve $C_1 E_1$ so gezeichnet, wie sie der Spannungszunahme der Luft entspricht. Diese Curve wird daher als isothermische, dem Mariotte'schen Gesetze entsprechend zu entwerfen sein, wenn man die Erwärmung der Luft durch die Compression etwa wegen vorhandener Abkühlung vernachlässigen kann, entgegengesetzten Falles hätte man die Wärmeformel

$$\frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V_1}\right)^{\varkappa}$$

zu Grunde zu legen und die adiabatische Curve $C_1 E_1$ danach zu zeichnen.

Es folgt nun ohne Weiteres, daß die Arbeit des Dampfes für jeden einfachen Kolbenhub durch die Fläche $CGHJDC$, und der Widerstand des Gebläsekolbens durch die ebenso große Fläche $C_1 E_1 K_1 D_1 C_1$ dargestellt ist. Wird nun noch die letztere Fläche um die Höhe $C_1 C$ erhoben gedacht, so daß sie, mit der Fläche des Dampfüberdruckes auf gleicher Basis stehend, nach $CEKDC$ gelangt, so erhält man einen Durchschnittspunkt M beider Curven, dessen Projection M_0 offenbar derjenigen Kolbenstellung entspricht, in welcher die größte Geschwindigkeit v_1 der Maschine stattfinden muß. In dieser Stellung ist nämlich der treibende Dampfdruck gerade bis auf den Widerstand des Gebläsekolbens herabgesunken, und während auf dem Kolbenwege AM_0 überschüssige Triebkraft vorhanden ist, also Beschleunigung stattfindet, wird die Kurbel auf dem ferneren Kolbenwege $M_0 B$ durch den überwiegenden Widerstand verzögert. Beim Rückgange der Kolben wiederholt sich der Vorgang genau in derselben Weise, und daher erhält man für diesen Rückgang ein Diagramm, welches dem für den Vorgang zugehörigen congruent ist. In der Figur ist dieses Diagramm des Rückganges neben dem des Vorganges über der Basis $BB' = 2r$ gezeichnet. Man ersieht hieraus, daß bei der Passirung des todten Punktes B plötzlich wieder eine überschüssige Triebkraft im Betrage $DG' = CG$ auftritt, woraus man schließt, daß die geringste Geschwindigkeit der Kurbel v_{min} in den todten Punkten stattfinden muß. Nach dem in Thl. III, 1 über die Schwungräder Angeführten ist auch klar, daß die Größe der Geschwindigkeitsänderung, welcher der Kurbelzapfen unterworfen ist, durch die Gleichung

$$m \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = A$$

zu finden ist, wenn m die auf die Kurbelwarze reducirte bewegte Masse der Maschine und A die mechanische Arbeit bedeutet, welche durch eins der gleich großen schraffirten Flächenstücke $CGHMC = JKEMJ$ dargestellt ist, mit welchen die beiden Diagramme nicht zur Deckung kommen. In welcher Weise man hieraus für einen geforderten Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine die Abmessungen des Schwungrades ermitteln kann, wurde in Thl. III, 1 gelegentlich der Schwungräder näher erläutert.

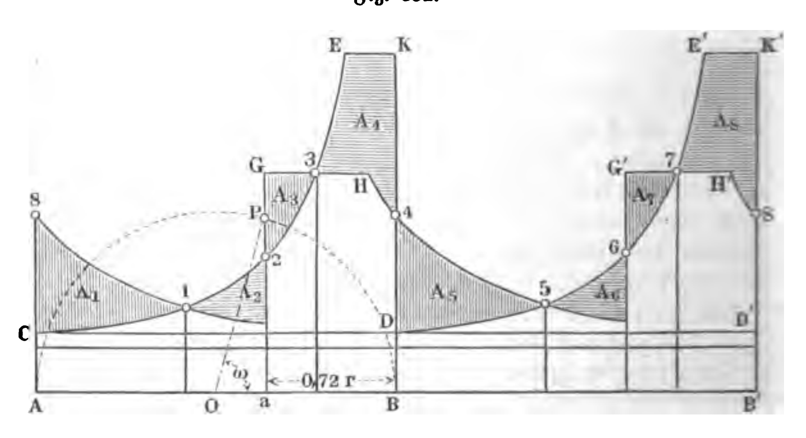
Das hier für eine direct wirkende Gebläsemaschine entworfene Diagramm würde auch noch dem Falle einer indirect wirkenden Maschine entsprechen, bei welcher der Dampfkolben auf eine besondere Kurbel der Triebwelle wirkte, vorausgesetzt nur, daß diese Kurbel mit derjenigen des doppeltwirkenden Gebläsekolbens in dieselbe Richtung gestellt wäre, so daß beide Kolben zugleich in ihre Todtlagen kommen würden.

Auch würde das Diagramm noch seine Gültigkeit behalten, wenn die beiden Kurbeln des Dampf- und Gebläsecylinders ungleiche Längen r und r_1

hätten, denn man würde dann nur eine entsprechende Reduction der die Druckkräfte vorstellenden Ordinaten im Verhältnisse $r : r_1$ vorzunehmen haben, um doch beide Diagramme über derselben Basis entwerfen zu können.

Wenn dagegen die Kurbel des Dampfcylinders gegen die des Gebläsekolbens versetzt ist, wie dies in der Praxis immer der Fall sein wird, so ändert sich die Figur insofern, als das Dampfdruckdiagramm $AGHJB$ sich gegen das Winddruckdiagramm $A C_1 E_1 K_1 B$ in einem Betrage verschiebt, welcher von dem Winkel abhängt, um den die beiden Kurbeln gegen einander versetzt sind. Ständen die beiden Kurbeln etwa rechtwinkelig zu einander, so würde der Gebläsekolben nahezu in der Mitte seines Laufes stehen, wenn der Dampfkolben seine Todtlagen erreicht. Daher hätte man die Anfangsordinate AG des Dampfdruckdiagrammes in dieser mittleren Stellung des Gebläsekolbens aufzutragen. Hieraus geht schon hervor, wie diese graphische Methode ein äußerst einfaches Mittel an die Hand giebt, um diejenigen gegenseitigen Kurbelstellungen zu ermitteln, bei welchen die Bewegung der Maschine die möglich größte Gleichförmigkeit annimmt. Man hat zu dem Ende nur das Dampfdruckdiagramm in eine solche Lage zu bringen, in welcher dasselbe mit dem Winddruckdiagramme möglichst zur Deckung kommt, denn in diesem Falle sind die auf Beschleunigung bezw. Verzögerung wirkenden Arbeiten verhältnißmäßig am kleinsten, da ja nach dem Vorstehenden diese Arbeiten den nicht zur Deckung kommenden Flächenstücken der beiden Diagramme proportional sind. In Fig. 832 ist das Diagramm demgemäß gezeichnet,

Fig. 832.



und man erkennt hieraus sofort, daß die Bewegung der Maschine bei einer dieser Figur entsprechenden Anordnung der Kurbeln eine verhältnißmäßig sehr gleichmäßige sein muß. Die beiden Diagramme schneiden sich hierbei

nämlich in den acht Punkten 1, 2, 3 . . . 8, so daß sie mit acht kleinen Flächenstücken $A_1\, A_2 \ldots A_8$ über einander greifen. Diese Flächenstücke entsprechen natürlich abwechselnd überschüssigen Triebkräften oder Beschleunigungen und vorherrschenden Widerständen oder Verzögerungen, und es sind die ersteren A_1, A_3, A_5 und A_7 in der Figur vertical schraffirt, während die eine Verzögerung andeutenden Flächen A_2, A_4, A_6, A_8 durch horizontale Schraffirung unterschieden sind. Selbstverständlich entsprechen die Schnittpunkte 1, 3, 5 und 7 maximalen Geschwindigkeiten der Kurbel, während die Punkte 2, 4, 6 und 8 auf relative Minima der Geschwindigkeit hinweisen. Die gegenseitige Stellung der Kurbeln ergiebt sich daraus, daß der Gebläsekolben einen Weg gleich $A\,a$ gemacht haben muß, wenn der Dampfkolben in einem todten Punkte steht; in der Figur ist der Weg $a\,B = 0{,}36\; A\,B = 0{,}72\; r$; und es entspricht diesem Wege daher ein Voreilungswinkel der Gebläsekurbel gegen die Dampfkurbel von ω, welcher aus $0{,}72\; r = r\,(1 - \cos \omega)$ zu $\omega = 79^0\, 30'$ folgt.

Dieses Diagramm entspricht auch der in Fig. 829 angegebenen Luftcompressionsmaschine von Burleigh, denn es macht hierfür keinen Unterschied, ob die Betriebswelle mittelst einer Kurbel eine doppeltwirkende Gebläsemaschine betreibt, oder ob statt derselben zwei gleich große einfachwirkende Pumpen von Kurbeln bewegt werden, welche einander gegenüber stehen.

Bei den vorstehenden Bemerkungen ist auf die Trägheitskräfte der schwingenden Massen keine Rücksicht genommen, um die Figuren möglichst einfach zu gestalten. Wenn indessen bei größerer Geschwindigkeit der Maschine diese Massen nicht außer Acht gelassen werden dürfen, so bietet die Zeichnung des Diagrammes nach dem in Thl. III, 1 darüber Angeführten keine Schwierigkeiten dar.

§. 204. **Rotirende Kolbengebläse.** In der neueren Zeit sind auch Gebläse mit oscillirenden Cylindern, ähnlich wie die oscillirenden Dampfmaschinen (s. Thl. II) construirt worden, namentlich von dem Ingenieur Jolly, sowie von dem Ingenieur Robert (s. Armengaud's Publication industrielle, Vol. XII). Bereits mehr in Aufnahme sind aber die rotirenden Kolbengebläse, welche, ähnlich wie die Rotationspumpen (s. §. 160), mit rotirenden Kolben ausgerüstet sind; namentlich werden solche Maschinen vorzüglich zu Wettersaugern verwendet. Jedenfalls lassen sich diese Luftmaschinen nur da mit Vortheil anwenden, wo es nur darauf ankommt, kleine Pressungen zu erzeugen.

Vor Allem gehört hierher der Ventilator oder das Wetterrad von M. Fabry. Diese Wettermaschine besteht aus zwei Wellen C und D, Fig. 833 (a. f. S.), mit je drei Paar Hauptarmen C A2, C A4 und C A1,

DB_1, DB_2, DB_3, welche große Schaufeln tragen und mit Querarmen wie E_1F_1, G_1H_1 ... versehen sind, deren epicycloidale Enden, z. B. E_1 und H_1, sowie F_1 und G_2, wie die Zähne zweier Zahnräder in einander greifen. Diese Räder hängen in zwei Trögen K und L, welchen mittelst des Canales M die von der Maschine fortzuschaffende Luft zugeführt wird, und außerhalb dieser Tröge sind diese Räder durch zwei gleiche Zahnräder

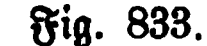
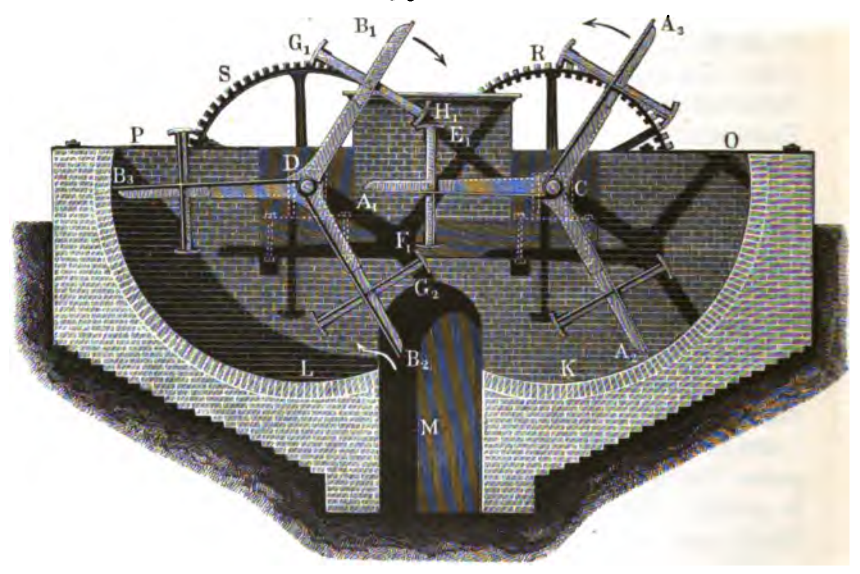


Fig. 833.



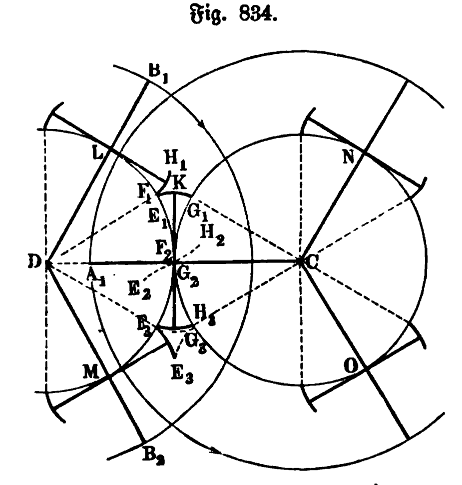
R und S so mit einander in Verbindung gesetzt, daß beide Räder in entgegengesetzten Richtungen gleich schnell umlaufen, wenn das eine dieser Räder durch eine äußere Kraft, z. B. durch die einer Dampfmaschine, bewegt wird.

Die Tröge K und L bestehen aus Mauerwerk mit einer Cementbekleidung. Letztere wird erst dann auf das erstere aufgetragen, wenn die Räder bereits hängen, damit man sich eines genauen Abschlusses versichern kann. Die auf je zwei Hauptarmen sitzenden Schaufeln sind entweder aus Eisenblech oder bestehen in Brettern, und nehmen natürlich fast die ganze Weite von 2 m des Troges oder Mantels ein. Um auch in dem Raume DE_1F_1 zwischen beiden Rädern möglichst dichten Abschluß zu erhalten, ist es noch nöthig, die Querarme mit Blech- oder Holzschaufeln zu bekleiden, welche, wie die epicycloidalen Schaufeln an den Enden dieser Arme, ebenfalls von einer Seitenwand des Troges bis zur anderen reichen müssen. Während bei Umdrehung der Maschine die Schaufeln an den Hauptarmen Luft aus

M mit sich fortführen und dieselbe an den äußeren Umfängen, bei O und P, wieder absetzen, wird auch in dem Raume $D E_1 G_2$ zwischen den sich berührenden Querarmen u. s. w. eine gewisse Menge Luft wieder von außen zurück in den Raum M geführt; es besteht daher das effective Förderquantum aus der Differenz zweier im Folgenden zu ermittelnden Luftmengen.

Um die Formen der Zähne zu finden, womit sich die beiden Räder im Inneren des Troges berühren und einen luftdichten Abschluß hervorbringen, denkt man sich mit der halben Centraldistanz CD aus C und D, Fig. 834, die Theilkreise LM und NO beschrieben, auf denselben, vom Berührungspunkte F_2 oder G_2 aus, die Bogen $F_2 F_1 = F_2 F_3$ und $G_2 G_1 = G_2 G_3$ von je 30 Grad abgeschnitten, und beschreibt die Bogen $E_1 G_1$ und $F_3 G_3$ durch Wälzen des Kreises LM auf NO. Diese Bogen bilden die Begrenzung des Querarmes von der Schaufel CA_1, und wenn man auf gleiche Weise den Kreis NO auf ML wälzt, so erhält man die Bogen, wie z. B. $F_1 H_1$, $F_3 E_3$, welche die Begrenzung der Querarme von den Schaufeln DB_1 und DB_2 des zweiten Rades bestimmen.

Fig. 834.



Während sich die Welle D mit ihren Armen DB_1, DB_2 rechtsum und die Welle C mit den ihrigen, wie z. B. CA_1 linksum dreht, gleitet der Endpunkt F_1 des Bogens $F_1 H_1$ auf dem Bogen $E_1 G_1$ hin, so daß F_1 und G_1 gleichzeitig (als F_2 und G_2) in der Centrallinie CD ankommen; bei fortgesetzter Drehung gleitet dagegen der Endpunkt G_2 des Bogens $E_2 G_2 = E_1 G_1$ auf dem Bogen $F_2 H_2$ hin, bis beide Bogen in die Stellung $E_3 G_3$ und $F_3 H_3$ kommen. Von da an verwechseln die Arme CA_1 und DB_1 u. s. w. der Wellen C und D ihre Stellungen und es beginnt nun oben ein neuer Eingriff, wogegen der Eingriff unten (bei G_3, H_3) aufhört, wie aus Fig. 835 (a. f. S.) zu ersehen ist, wo $E_4 G_4$, $F_4 H_4$ die Curven darstellen, deren Eingriff in einander beginnt, und $E_1 G_1$, $F_1 H_1$ diejenigen, deren Eingriff zu Ende geht.

Das Wetterquantum, welches eine Schaufel, wie DB_2, Fig. 833, aus M mit sich fortnimmt und oben in der freien Luft absetzt, ist gleich dem

Sector $B_2 D B_3 = B_1 D B_2$, zwischen je zwei Schaufeln; und dagegen das Luftquantum, welches durch eine Schaufel, wie z. B. DB_1, von außen nach M geschafft wird, gleich dem Raume $D L F_1 F_2 F_3 M D$, Fig. 834, welcher von den Querarmen $L F_1$, $F_1 F_2 F_3$, $M F_3$ und den Stücken DL und DM der Hauptarme begrenzt wird. Subtrahirt man daher den letzten Raum vom ersteren, so erhält man das von jeder Schaufel per Umdrehung wirklich geförderte Luft- oder Wetterquantum. Der abzuziehende Raum ist auch gleich dem Sector $D L F_2 M$, vermehrt um vier kleine Segmente über dem Bogen $L F_2 M$, oder gleich Sector $L F_2 M$ + Segment $F_1 F_2 G_1$ + Segment $F_3 F_2 G_3$, und daher das Förderquantum einer Schaufel:

Fig. 835.

$$V = \text{Sector } B_1 D B_2 - \text{Sector } L D M - (\text{Segment } F_1 F_2 G_1 + \text{Segment } F_3 F_2 G_3)$$
$$= \text{Ringstück } L B_1 B_2 M \text{ minus zwei Mal Segment } F_1 F_2 G_1.$$

Bezeichnet b die Radweite, r_1 den ganzen Schaufelhalbmesser $DB_1 = DB_2$, r_2 den Abstand $DL = DM$ eines Querarmes von der Drehungsaxe D, und β^0 den halben Centriwinkel $B_1 D C = C D B_2$ zwischen je zwei Schaufeln, so hat man den Inhalt des ringförmigen Raumes $B_1 L F_2 M B_2$:

$$V_1 = \beta\,(r_1^2 - r_2^2)\,b,$$

und den Inhalt eines der abzuziehenden zwei kleinen Segmente, wie z. B. des Segmentes $F_1 F_2 G_1$, welches von den Kreisbogen $F_1 F_2$, $G_1 F_2$ und von den Epicycloidenbogen $F_1 K G_1$ umschlossen wird, den Regeln der höheren Geometrie zufolge,

$$V_2 = 8\left(\frac{\beta}{2} - 2 \sin {}^1/_4\, \beta\right) r_2^2\, b;$$

daher folgt nun das Förderquantum einer Schaufel:

$$V = V_1 - 2\,V_2 = \left[\beta\,(r_1^2 - r_2^2) - 16\left(\frac{\beta}{2} - 2 \sin {}^1/_4\, \beta\right) r_2^2\right] b.$$

Das ganze Förderquantum der Maschine pro Umdrehung ist $2 . 3\, V = 6\, V$; und wenn nun jede der beiden Wellen pro Minute n Umdrehungen macht, so beträgt das theoretische Förderquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} . 6\, V = \frac{n\, V}{10}.$$

Führt man $\beta = \frac{\pi}{3}$ ein, so erhält man

$$V = \left(\frac{\pi}{3} r_1^2 - (^9/_3\, \pi - 32 \sin 15^0)\, r_2^2\right) b$$

$$= [\pi r_1^2 - (9\, \pi - 24{,}8466)\, r_2^2]\, \frac{b}{3} = (\pi r_1^2 - 3{,}4277\, r_2^2)\, \frac{b}{3},$$

und daher die ganze abgeführte Wettermenge pr. Minute:

$$Q = (\pi r_1^2 - 3{,}4277\, r_2^2)\, \frac{n b}{30}.$$

In Folge des Spielraumes zwischen den Schaufeln und den Wänden des Troges u. s. w. ist das effective Wetterquantum nur 0,7 der durch diese Formel theoretisch bestimmten Luftmenge. Bei gewöhnlich angewendeten Fabry'schen Wetterrädern ist $b = 2$ m, $r_1 = 1{,}7$ und $r_2 = 1$ m, ferner die Umdrehung pr. Minute, $n = 36$ bis 40, die Differenz zwischen der Pressung der äußeren Luft und der in der Einmündung $h = 4$ bis 5 cm Wassersäule, und der Wirkungsgrad, bei circa 15 Pferdekräften theoretischem Arbeitsvermögen der zur Umtriebsmaschine dienenden Dampfmaschine, $\eta = 0{,}51$.

In neuerer Zeit hat man auch Fabry'sche Ventilatoren construirt, bei welchen jedes Rad nur mit zwei Flügeln ausgerüstet und der Trog zu beiden Seiten bis über die Wellenmitten heraufgeführt ist.

Näheres über diese Wettermaschinen wird mitgetheilt im zweiten Bande von Ponsons Traité de l'exploitation des Mines de Houille, ferner von dem Ingenieur Jochams in den Annales des travaux publics de Belgique, Tome XI und Tome XV.

Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweise einer Rotationspumpe, welche auch zur Bewegung der Luft angewendet worden ist, läßt sich aus der ideellen Darstellung in Fig. 836 (a. f. S.) ersehen. Es ist $AEFG$ ein feststehendes cylindrisches Gehäuse mit zwei Zugängen M und N, wovon der eine zum Einsaugen und der andere zum Ausblasen der Luft dient, ferner $AHBK$ eine in diesem Gehäuse eingeschlossene Trommel, welche um ihre von der Axe C des Gehäuses um CD abweichende Axe D umgedreht wird, endlich sind ER und GS zwei in dieser Trommel verschiebbare Kolben, welche durch Stahlfedern nach außen und mit ihren äußer-

sten Kanten gegen den Umfang des Gehäuses gedrückt werden. Uebrigens wird das Gehäuse bei *A* von der Trommel berührt, und dadurch die directe Verbindung der beiden Canäle mit einander aufgehoben, dagegen führt aber die umlaufende Trommel mittelst der Kolben *ER* und *GS* bei jeder halben

Fig. 836. Fig. 837.

Umdrehung das den Raum *HFK* zwischen der Trommel und dem Gehäuse einnehmende Luftquantum von *M* nach *N*. Bezeichnet r_1 den Halbmesser $CA = CE = CF$ des Gehäuses, r_2 den Halbmesser $DA = DB = DH$ der Trommel, *d* die Excentricität *CD* der Drehungsaxe *D*, und *b* die Weite des Gehäuses und der Trommel, so hat man für den halben Centriwinkel $ACH = ACK = \beta$:

$$\cos \beta = 1 - \frac{d}{r_1},$$

ferner den Inhalt des Kreissegmentes *EFG*:

$$F_1 = \pi r_1^2 - (\beta - {}^1\!/_2 \sin 2\beta)\, r_1^2,$$

sowie für den Inhalt des Halbkreises *HBK*:

$$F_2 = {}^1\!/_2 \pi r_2^2,$$

und daher das Luftquantum, welches eine Schaufel bei einer Umdrehung von *M* nach *N* schafft:

$$V = (F_1 - F_2)\, b = [(\pi - \beta + {}^1\!/_2 \sin 2\beta)\, r_1^2 - {}^1\!/_2 \pi r_2^2]\, b.$$

Macht nun die Trommel pr. Minute *n* Umdrehungen, so ist das Förderquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{2nV}{60} = \frac{nV}{30} = [(\pi - \beta + {}^1\!/_2 \sin 2\beta)\, r_1^2 - {}^1\!/_2 \pi r_2^2]\, \frac{nb}{30}.$$

Anstatt der Schieberkolben *ER* und *GS*, Fig. 836, kann man auch Drehkolben *ER* und *GS*, Fig. 837, in Anwendung bringen, wenn man dieselben um die Axe *C* des Gehäuses *AEFG* drehbar macht und mittelst

Kugelgelenke H und K aus der um ihre Axe D umlaufenden Trommel AB heraustreten läßt. Es ist dann das Luftquantum, welches ein solcher Kolben bei jeder Umdrehung von M nach N fördert, gleich dem ringförmigen Raume $EFGKBH$ = Sector $EFGC$ + Dreieck HCK — Halbkreis HBK mal Weite des Gehäuses:

$$V = (\pi - \beta)\, r_1^2 b + \tfrac{1}{2} r_2^2 b \sin 2\beta - \frac{\pi r_2^2 b}{2}$$

$$= [(2\pi - 2\beta)\, r_1^2 - (\pi - \sin 2\beta)\, r_2^2]\, \frac{b}{2},$$

wobei wieder r_1 den Halbmesser CA des Gehäuses, r_2 den Halbmesser DA der Trommel, b die Weite des Gehäuses und der Trommel und β den halben Centriwinkel ACH bezeichnet, wofür

$$\cos\beta = \frac{d}{r_2}$$

ist, unter d die Excentricität $CD = r_1 - r_2$ verstanden. Macht die Trommel pr. Minute n Umdrehungen, so ist das Luftquantum, welches diese Gebläsemaschine pr. Secunde von M nach N schafft,

$$Q = \frac{2\,Vn}{60} = \frac{Vn}{30} = [(2\pi - 2\beta)\, r_1^2 - (\pi - \sin 2\beta)\, r_2^2]\, \frac{nb}{60}.$$

Hiernach sind die Gebläse des Amerikaners Mackenzie zu Jersey in den Vereinigten Staaten construirt*). Bei diesen Gebläsen ist der Durchmesser des Gehäuses, $2 r_1 = 1$ m, die Weite desselben, $b = 0{,}9$ m, der Durchmesser der Trommel, $2 r_2 = 0{,}75$ m, folglich die Excentricität $d = r_1 - r_2 = 0{,}125$ m. Die Schaufeln bestehen aus Eisenblech von 6 bis 12 mm Dicke und ihre Gelenke H und K bestehen aus 75 mm dicken, mit einem weichen Metall ausgefüllten Cylindern; ihre Anzahl ist aber nicht 2, sondern gewöhnlich 3 oder 4. Der luftdichte Abschluß bei A wird durch mit Leder überzogenes Holz bewirkt. Damit die Axe C eine feste Lage behalte, macht man auch die Welle D fest, verbindet beide im Inneren der Trommel durch Arme mit einander, und läßt die Trommel mittelst zweier Naben, ähnlich wie ein gewöhnliches Wagenrad, um D umlaufen. Man verwendet in Nordamerika diese Gebläse vorzüglich beim Umschmelzen des Roheisens in Kupolöfen, wobei sie pr. Minute 80 bis 150 Umdrehungen machen und Wind von $1/4$ bis 1 kg Ueberdruck liefern.

Eine ganz ähnliche Einrichtung und Wirkungsweise hat der Ventilator oder das Kolbenrad von Lemielle**). Eine ideelle Darstellung dieser

*) S. Practical Mechanics Journal, Sept. 1857, u. polytechn. Centralbl., 1857.

**) S. Annales des Travaux publ. de Belgique, Tome XVI, auch Civil-Engineer and Architects Journal, Sept. 1858, sowie Bulletin de la Société de l'Industrie minerale, Tome III, Dingler's polytechn. Journal, Bd. 150.

Maschine giebt Fig. 838. Es dreht sich auch hier eine Trommel AB excentrisch in einem cylindrischen Gehäuse $AEFG$ um; nur sind hier die Schaufeln oder Kolben EH und GK mittelst Angeln H und K an dem Umfange der Trommel befestigt und mittelst Gelenken E und G mit den Armen CE und CG verbunden, welche sich um die feste Axe C des Gehäuses AF drehen lassen. Damit sich die Schaufeln beim Durchgange durch die Berührungsstelle A an die Trommel anlegen können, sind von der letzteren noch die Segmente HE_1 und KG_1 abgeschnitten, und damit die Arme CE und CG luftdicht durch die Trommelwände E_1H und G_1K hindurch gehen, sind die Durchgangsöffnungen mit Lederklappen R und S bedeckt. Uebrigens ist der Bewegungsmechanismus derselbe wie bei dem Mackenzie'schen Gebläse, und zwar ähnlich wie bei dem in Fig. 492 abgebildeten und §. 109 beschriebenen Ruderrade.

Fig. 838.

Der Querschnitt F des Luftvolumens $EFGKG_1BH$, welches eine Schaufel EH bei ihrer Umdrehung von M nach N schafft, ist = Kreissegment $EFGE$ minus Dreieck EHR plus Dreieck GKS minus halber Trommelquerschnitt $RHBG_1S$, also, da noch Dreieck EHR = Dreieck GKS ist,

$$F = \pi r_1^2 - (\beta_1 - {}^1/_2 \sin 2\beta_1) r_1^2 - {}^1/_2 \pi r_2^2 + (\beta_2 - \sin \beta_2) \frac{r_2^2}{2}$$

$$= (\pi - \beta_1 + {}^1/_2 \sin 2\beta_1) r_1^2 - (\pi - \beta_2 + \sin \beta_2) \frac{r_2^2}{2},$$

wobei r_1 den Halbmesser $CA = CE$ des Gehäuses, r_2 den Halbmesser $DA = DH$ der Trommel, sowie β_1 den Centriwinkel ECA, und β_2 den Centriwinkel $E_1DH = G_1DK$ bezeichnen. Bei der Excentricität $\overline{CD} = d$ ist

$$\cos \beta_1 = \frac{d}{r_1},$$

und bei der Schaufellänge $\overline{EH} = s$,

$$\sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{s}{2 r_2}.$$

Bezeichnet noch b die Weite des Radraumes, parallel zur Axe gemessen, und n die Anzahl der Umdrehungen des Rades pr. Minute, so hat man das theoretische Luftquantum, welches diese Maschine pr. Secunde fördert:

$$Q = \frac{2Fbn}{60} = \frac{Fbn}{30}$$

$$= \left((\pi - \beta_1 + \tfrac{1}{2} \sin 2\beta_1)\, r_1^2 - (\pi - \beta_2 + \sin \beta_2)\, \frac{r_2^2}{2}\right) \frac{bn}{30}.$$

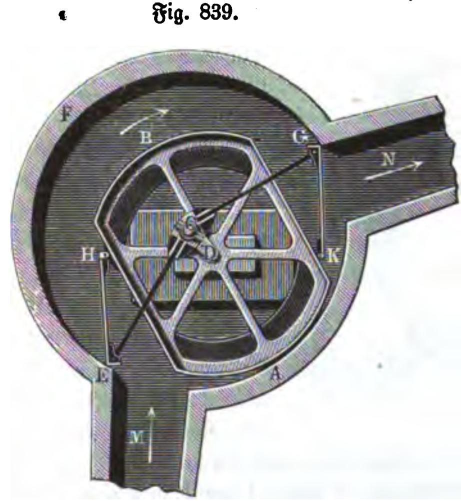
Man hat auch solche Ventilatoren mit drei oder mehreren Schaufeln construirt. Das theoretische Förderquantum wird zwar durch Anwendung von mehr als zwei Schaufeln nicht wesentlich verändert, aber der Windverlust durch den Spielraum etwas herabgezogen. Nach den Ergebnissen angestellter Versuche ist das effective Wetterquantum der zweischaufeligen Ventilatoren von Lemielle:

$$Q_1 = Q - 0{,}39\,\sqrt{h} \cdot \frac{n}{60} = \left(2Fb - 0{,}39\,\sqrt{h}\right) \frac{n}{60},$$

wo der Manometerstand oder die Depression des Luftdruckes h an der Saugstelle durch die Höhe einer Wassersäule in Millimetern und das Wetterquantum Q in Cubikmetern auszudrücken ist.

Diese Formel kann natürlich nur für eine gewisse Construction und Größe dieser Ventilatoren gelten. Bei dem Ventilator, welchem diese Formel zu Grunde liegt, ist $2r_1 = 3{,}95$ m und $2r_2 = 3$ m, folglich $d = r_1 - r_2 = 0{,}475$ m; ferner $b = 2{,}10$ m, $n = 20$ bis 30 und der Wassermanometerstand $h = 12$ bis 36 mm.

Fig. 839.



Die speciellere Einrichtung und Zusammensetzung eines Lemielle'schen Ventilators führen die beiden Durchschnitte in Fig. 839 und Fig. 840 (a. f. S.) vor Augen. Das mit den beiden Seitenmündungen M und N versehene Gehäuse $AEFG$ besteht entweder aus Holz oder Eisen oder aus einer mit Cement überzogenen Mauerung. Die Trommel $AHBK$ besteht aus einem

eisernen Gerippe und einem hölzernen Mantel und dreht sich um die Zapfen D und D_1 einer gekröpften Axe CD, welche im Lager L festsitzt. Die hölzernen Schaufeln EH und GK sind wie Thüren mittelst Angeln H und K an die Trommel und mittelst der Arme CE und CG an die Axe C angeschlossen. Die obere Nabe V der Trommel, welche den Zapfen D_1 umfaßt und ihrerseits wieder von dem an den Schwellen U befestigten Lager W umfangen wird, trägt die Nabe X einer Kurbel Y, welche mittelst einer Kurbelstange mit der Kolbenstange der zum Umtrieb dienenden Dampfmaschine verbunden ist. Der liegende Cylinder Z dieser Maschine ruht ebenfalls auf den Langschwellen U.

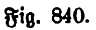
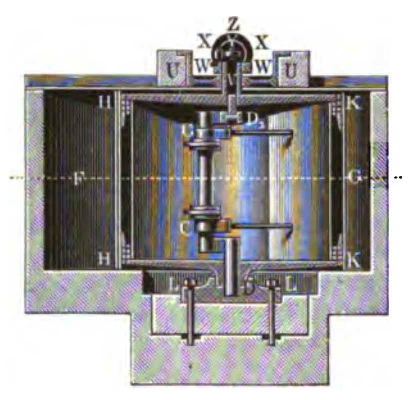
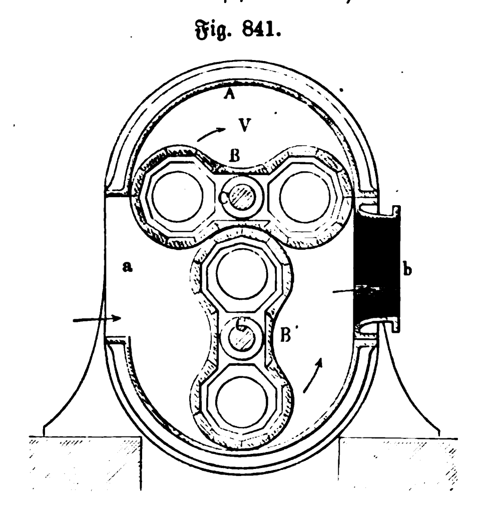


Fig. 840.



Zu den rotirenden Kolbengebläsen gehört auch das nach seinem Erfinder Root benannte Gebläse, von welchem bereits im vorigen Capitel gelegentlich der Rotationspumpen die Rede war. Dieses in neuerer Zeit wegen seiner vergleichsweise einfachen Einrichtung mehrfach für Gießereien und Schmiedewerkstätten in Anwendung gekommene Gebläse besteht nach den Figuren 841 und 842 im Wesentlichen aus den beiden rotirenden Körpern B und B', welche auf parallelen Axen CC' befestigt, in entgegengesetzter Richtung mit gleicher Geschwindigkeit rotiren. Da diese Körper vermöge ihrer Form sich hierbei nach Art von Zahnrädern stets berühren und äußerlich durch ein möglichst dicht herantretendes Gehäuse A umschlossen sind, so ist

Fig. 841.

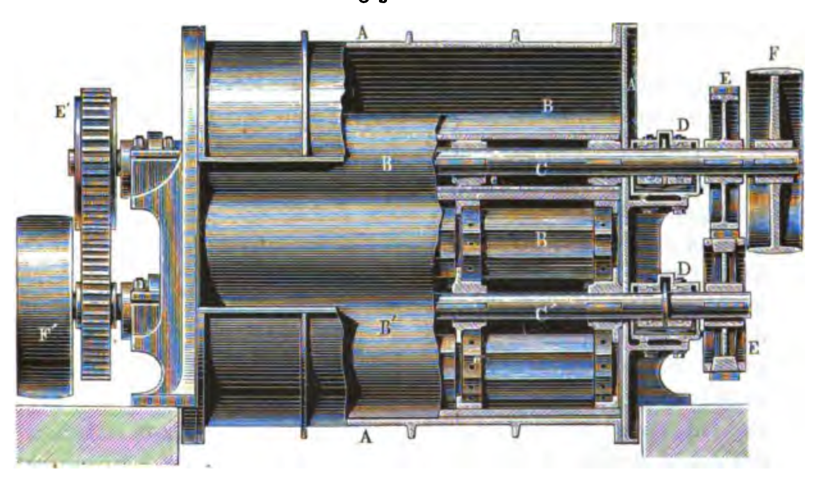


leicht zu erkennen, wie die zwischen den Kolben und dem Gehäuse enthaltene Luft durch die Oeffnung b nach einer dort angeschlossenen Windleitung gedrängt wird, während durch die Saugöffnung a stets neue Luft aus der Atmosphäre in das Gehäuse tritt. Man erkennt auch, daß von jeder Welle bei einer Umdrehung die Luft aus dem bezeichneten Raume V zweimal verdrängt wird, so daß man das theoretische Förderquantum für eine Minute zu

$$Q = 4 n V$$

setzen kann, wenn n die Anzahl der Umdrehungen der Maschine, d. h. jeder der beiden Axen bedeutet.

Fig. 842.



Diese Gebläse läßt man in der Regel mit Geschwindigkeiten zwischen 250 und 300 Umdrehungen in der Minute umlaufen, in Folge welcher Geschwindigkeiten diese Maschinen starken Erzitterungen ausgesetzt sind, und daher auch sehr geräuschvoll arbeiten. Zur Milderung des letzteren Uebelstandes und des dichteren Schlusses wegen bildete man früher die rotirenden Kolben B und B', wie aus den Figuren zu ersehen, von Holz, in neuerer Zeit pflegt man dazu besser Gußeisen zu verwenden, auch legt man wohl die beiden Axen neben anstatt über einander, so daß die Saugöffnung unten und die Blaseöffnung oben angebracht werden kann. Der Betrieb der Axen geschieht durch die Riemscheiben F, und durch die Zahnräder E wird die übereinstimmende Bewegung beider Axen erreicht.

Da die beiden Kolben das Gehäuse niemals wirklich berühren können, vielmehr immer ein gewisser Zwischenraum zwischen beiden verbleibt, so ist natürlich das wirklich geförderte Windquantum beträchtlich kleiner, als das

theoretische, und es wird das Verhältniß beider um so geringer ausfallen, je höher die Pressung des erzeugten Windes ist. Auch nimmt der Wirkungsgrad mit zunehmender Windpressung schnell ab. Nach den Versuchen von Hartig *) betrug der Windcoefficient w und der Wirkungsgrad η bei einer Pressung h in Wassersäule gemessen von

$$h = 38 \text{ mm}; \; w = 0{,}79; \; \eta = 0{,}405;$$
$$h = 820 \text{ ,, }; \; w = 0{,}12; \; \eta = 0{,}143.$$

Nach Ledebur **), dessen unten angezeigtem Werke die Figuren 841 und 842 entnommen sind, dürften die Root'schen Gebläse für Pressungen bis etwa 400 mm Wassersäule empfehlenswerth sein, und soll man im Durchschnitt einen Windcoefficienten $w = 0{,}75$ und einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}45$ für diese Gebläse annehmen können.

§. 205. Ventilatoren. Bei den im Vorstehenden behandelten Kolbengebläsen wird die Luft durch die Fläche eines festen Körpers direct zusammengedrückt; bei den im Folgenden abzuhandelnden Schaufel- und Flügelgebläsen oder Ventilatoren wird dagegen die Luft durch Veränderung ihres Bewegungszustandes in eine andere Pressung versetzt; jedoch geht bei beiden Maschinen die Fortbewegung der Luft aus der Pressungsveränderung derselben hervor. Die Veränderung des Bewegungszustandes eines Körpers besteht entweder in einer Veränderung der Bewegungsrichtung oder in einer Veränderung der Bewegungsgeschwindigkeit, oder in beiden zugleich. Bei dem sogenannten Centrifugalgebläse oder Centrifugalventilator ist es vornehmlich die Veränderung in der Bewegungsrichtung, oder vielmehr die hieraus hervorgehende Centrifugalkraft, wodurch die Luft in eine andere Pressung versetzt wird; bei den Windrad- oder Schraubenradgebläsen sowie bei den den Reactionsturbinen ähnlichen Röhrenventilatoren wird die Pressungsveränderung der Luft vorzüglich durch Geschwindigkeitsveränderung derselben bewirkt. Alle diese Ventilatoren werden sowohl als Luft- oder Wettersauger wie auch als Gebläse oder Windbläser angewendet.

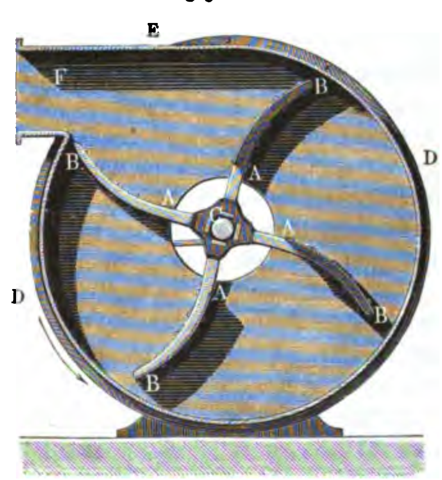
Die Centrifugalventilatoren bestehen hauptsächlich in einem einfachen Schaufelrade, welches von einem Gehäuse umgeben ist, und welches bei seiner Umdrehung in Folge der Centrifugalkraft Luft durch eine Mündung in der Nähe seiner Axe ansaugt, um dieselbe durch eine Mündung am Umfange des Gehäuses wieder auszutreiben. Je nachdem die erstere oder

*) Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch von Werkzeugmaschinen. Leipzig 1873.

**) Die Verarbeitung der Metalle auf mechanischem Wege von A. Ledebur. Braunschweig 1877.

die letztere Mündung mit einem umschlossenen Raume in Verbindung steht, wirkt ein solcher Ventilator in Beziehung auf diesen Raum als **Luftsauger** oder als **Luftbläser**; im ersteren Falle bläst er die eingesaugte Luft an seinem Umfange ins Freie, und im zweiten Falle saugt er die atmosphärische Luft durch die Mündung an der Axe ein. Uebrigens ist die Wirkungsweise des Ventilators in beiden Fällen eine und dieselbe, und es findet nur der Unterschied zwischen denselben statt, daß die Pressung in dem umschlossenen Raume in dem einen Falle kleiner, und im andern größer ist als der Druck der Atmosphäre.

Fig. 843.



Der verticale Durchschnitt eines Centrifugalventilators ist in Fig. 843 abgebildet. Es ist BCB das Rad mit der Welle C und den Schaufeln AB; ferner ACA die Einmündung in der hinteren Seitenwand des Gebläses, und DED der Mantel desselben sowie EF das Ausblaserohr mit der Ausmündung F. Die Schaufeln sind entweder eben oder gekrümmt, und im ersten Falle wieder radial oder schräg gegen die Halbmesser gestellt; sie sind ferner entweder rectangulär oder trapezoidal geformt. Ihre Anzahl ist gewöhnlich nur 4 bis 8.

Die **Windradventilatoren** haben schräg gegen die Umdrehungsebene gestellte Schaufeln oder Flügel, und sind daher von den gewöhnlichen Wind- oder Windmühlenrädern (s. Thl. II) sowie von den Schraubenrädern der Dampfschiffe (s. Thl. III, 2, Cap. 3) nicht wesentlich verschieden. Auch diese Ventilatoren haben gewöhnlich nur 3 bis 8 Flügel.

Bei einer größeren Anzahl und Ausdehnung der Schaufeln oder Flügel gehen die Räume zwischen denselben in Canäle und Röhren, und daher die Ventilatoren in die **Röhren-** oder **Reactionsventilatoren** über. Sowie die Wirkung der Windradventilatoren nach denselben Regeln zu beurtheilen ist, wie die der Windmühlen- und Schraubenräder, ebenso stehen die Röhren- oder Reactionsventilatoren mit den Reactionsturbinen im genauesten Zusammenhange. Die Pressungsdifferenz, welche man durch die Ventilatoren unter gewöhnlichen Verhältnissen erzeugt, ist ein sehr kleiner Theil

(1 bis 5 Proc.) der ursprünglichen Luftpressung, und daher auch die Dichtigkeitsveränderung der Luft beim Durchströmen durch die Ventilatoren zu klein; deshalb ist es auch hier, ohne einen beachtungswerthen Fehler befürchten zu müssen, gestattet, die Luft wie Wasser zu behandeln, und die Wirkung der Ventilatoren sowie insbesondere die der Röhrenventilatoren, wie die der Centrifugalpumpen und wie die der Turbinen zu beurtheilen.

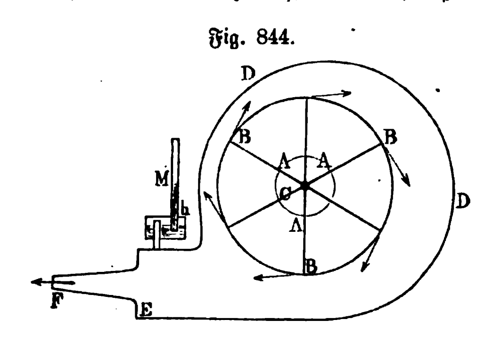
Bei jedem Ventilator hat man außer dem das Flügelrad aufnehmenden Gehäuse den Einlauf und den Auslauf zu unterscheiden. Der Einlauf hat den Zweck, die zu befördernde Luft aus dem Saugraume nach der inneren Peripherie des Rades möglichst ohne Verlust zu leiten. Es steht dieser Einlauf bei den saugenden Ventilatoren durch einen Canal oder eine Röhre mit dem Raume in Verbindung, aus welchem die Luft fortgeschafft werden soll, z. B. mit den Grubenstrecken, deren Wetterführung durch den Ventilator zu bewirken ist, während bei den blasenden Ventilatoren die Luft meistens unmittelbar aus der freien Atmosphäre entnommen wird. Der Auslauf dagegen ist dazu bestimmt, die am äußeren Umfange des Rades mit großer Geschwindigkeit austretende Luft in geeigneter Weise in die zur Fortführung dienende Leitung überzuführen. Als letztere fungirt bei den blasenden Ventilatoren die nach den Düsen führende Windleitung. Bei den saugenden Ventilatoren dagegen tritt die ausgetriebene Luft meistens unmittelbar in die freie Atmosphäre über und nur in solchen Fällen, in denen die Luft durch schädliche Stoffe (giftige Gase, Metalltheile, Schleifsteinstaub) verunreinigt ist, wird die abgesaugte Luft ebenfalls nach einem besonderen Canale geleitet, in welchen Fällen der Ventilator daher gleichzeitig saugend und blasend wirkt. Ueberhaupt ist die Unterscheidung der Ventilatoren in saugende und blasende nicht streng durchzuführen, da jeder Ventilator ebensowohl saugend wie blasend wirkt. Man unterscheidet demnach wohl auch offene und geschlossene Ventilatoren, je nachdem die Luft an der ganzen Peripherie des Auslaufes frei in die Atmosphäre tritt, oder je nachdem sie durch einen sich allmälig erweiternden Raum nach der Windleitung geführt wird. Dieser Auslauf muß sich deswegen allmälig erweitern, damit die große Austrittsgeschwindigkeit, mit welcher die Luft aus dem Rade tritt, möglichst vermindert werde, um den Verlust an lebendiger Kraft thunlichst klein zu machen, welcher naturgemäß damit verbunden ist, daß die Luft mit einer gewissen Geschwindigkeit entlassen wird. Bei den geschlossenen Ventilatoren wird durch die gedachte Geschwindigkeitsverminderung eine Erhöhung der Pressung in der Windleitung herbeigeführt. Bei den offenen Ventilatoren kann man einen Auslauf von ringförmiger Gestalt einfach dadurch bilden, daß man die Seitenwände des Gehäuses nach allen Seiten hin erweitert*), wodurch eben-

*) S. Rittinger, Centrifugalventilatoren.

falls der Zweck einer allmäligen Vergrößerung des Durchgangsquerschnittes für die entweichende Luft, also eine Verminderung der Geschwindigkeit derselben erzielt wird.

Geschwindigkeit der Ventilatoren. Das Gesetz, welches die Abhängigkeit zwischen der Geschwindigkeit des Centrifugalventilators und der Pressung der eingeschlossenen Luft ausdrückt, läßt sich am einfachsten übersehen, wenn man zunächst annimmt, daß die Flügel durch ebene, radial gestellte Flächen dargestellt seien, und daß die Ausströmungsgeschwindigkeit in Beziehung auf die Rotationsgeschwindigkeit am Umfange sehr klein sei. Es ist dann auch die Geschwindigkeit der Luft in radialer Richtung klein, und kann daher bei der Beurtheilung der Leistung des Rades außer Betracht bleiben. §. 206.

Fig. 844.



Dreht sich das Flügelrad ABC, Fig. 844, mit der Winkelgeschwindigkeit ω um, so ist die Umdrehungsgeschwindigkeit in der Entfernung x von der Axe durch

$$u = x\omega$$

gegeben, und man hat daher die Centrifugalkraft eines in diesem Abstande befindlichen Luftelementes von dem Querschnitte Eins, der Länge ∂x und dem specifischen Gewichte γ gleich

$$\partial p = \omega^2 x \frac{\gamma \partial x}{g} \text{ (s. Thl. I, Abschnitt V, Cap. 3).}$$

Nun ist nach dem Mariotte'schen Gesetze bei der Pressung p der Luft in Kilogrammen per Quadratmeter:

$$\gamma = \frac{0{,}000125\, p}{1 + 0{,}00367\, t} = \psi p \text{ Kilogramm,}$$

worin ψ einen nur von der Temperatur t abhängigen, sonst constanten Coefficienten bedeutet. Es ist daher

$$\frac{\partial p}{p} = \frac{\psi}{g} \omega^2 x \partial x.$$

Bezeichnet nun r_1 den inneren und r_2 den äußeren Halbmesser des Rades, und versteht man unter p_1 und p_2 die Pressungen der Luft am inneren, bezw. äußeren Umfange, so erhält man durch Integration

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{\partial p}{p} = \frac{\psi}{g}\, \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} x\, \partial x,$$

d. h.

$$log\ nat\ \frac{p_2}{p_1} = \frac{\psi}{g}\, \omega^2\, \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \frac{\psi}{g}\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

oder

$$p_2 = p_1\, e^{\frac{\psi}{g} \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}};$$

wenn u_1 und u_2 die innere bezw. äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades und e die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems bedeutet.

Bei dem immer nur geringen Werthe des Exponenten

$$\frac{\psi}{2g}\,(u_2^2 - u_1^2) = \frac{0{,}000125}{2\,.\,9{,}81}\,(u_2^2 - u_1^2) = 0{,}0000064\,(u_2^2 - u_1^2)$$

kann man genügend genau

$$e^{\frac{\psi}{2g}(u_2^2 - u_1^2)} = 1 + \psi\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

setzen, so daß man dann

$$p_2 - p_1 = \psi p_1\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \gamma_1\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

erhält. Führt man anstatt der Pressungen p_1 und p_2 die zugehörigen Wasserbarometerhöhen b_1 und b_2 ein, so kann man auch

$$b_2 - b_1 = \psi\, b_1\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{\gamma_1}{\gamma_0}\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{1}{\varepsilon_1}\, \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

schreiben, unter $\varepsilon_1 = \frac{\gamma_0}{\gamma_1}$ das Verhältniß der Dichtigkeit des Wassers zu derjenigen der bei A eintretenden Luft verstanden. Für den Fall, daß der äußere Halbmesser r_2 den inneren r_1 bedeutend übertrifft, kann man auch annähernd

$$b_2 - b_1 = \frac{u_2^2}{2g\,\varepsilon_1} \text{ schreiben.}$$

Wenn die Luft am äußeren Umfange des Rades direct in die Atmosphäre strömt, so geht daselbst die der Umfangsgeschwindigkeit nahezu gleiche Ausströmungsgeschwindigkeit ohne Wirkung in Null über, es ist daher in diesem Falle unter b_2 der Barometerstand b_0 der freien Atmosphäre zu verstehen, folglich hat man den (negativen) Manometerstand der Luft in dem Zuleitungscanale gleich

$$h = b_0 - b_1 = \frac{u_2^2}{2g\,\varepsilon_1}.$$

Wenn man dagegen das Flügelrad mit Auslaufwänden*) versieht, oder mit einem sogenannten Diffuser (s. Thl. II) umgiebt, wie Fig. 844 vor Augen führt, wodurch die Geschwindigkeit u_2 der aus dem Rade tretenden Luft allmälig fast zu Null reducirt wird, so findet hierdurch eine Umsetzung der lebendigen Kraft in Pressung von der Wassersäulenhöhe $\frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1}$ statt, und daher hat man jetzt für den äußeren Luftdruck die Beziehung

$$b_0 = b_2 + \frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1} = b_1 + 2 \frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1}.$$

Folglich ergiebt sich jetzt für den Manometerstand der zuströmenden Luft

$$h = b_0 - b_1 = 2 \frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1} = \frac{u_2^2}{g \varepsilon_1}$$

die doppelte Größe von derjenigen eines Ventilators mit freier Luftausströmung rings am Umfange.

Bei den blasenden Ventilatoren wird der am Umfange des Rades ausströmende Wind immer durch ein Gehäuse aufgenommen, welches ihn allmälig nach der Windleitung überführt, so daß dieses Gehäuse ebenfalls wie der Diffuser eines Wetterventilators die Austrittsgeschwindigkeit der Luft nahezu in Null überführt. Daher findet man den Barometerstand b_2 im Anfange der Windleitung hier gleichfalls zu

$$b_2 = b_1 + 2 \frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1} = b_0 + 2 \frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1},$$

indem b_1 hier gleich dem Barometerstande b_0 der äußeren Luft ist, mit welcher der Einlauf direct communicirt. Folglich ist der Manometerstand am Anfange der Windleitung ebenfalls

$$h = b_2 - b_0 = 2 \frac{u_2^2}{2 g \varepsilon_1} = \frac{u_2^2}{g \varepsilon_1}.$$

In Folge der Reibung der Luft an den Wandungen des Diffusers oder Gehäuses und anderer störender Einflüsse fällt indessen in Wirklichkeit, wo die radiale Geschwindigkeit der Luft im Rade im Vergleiche mit dessen Umdrehungsgeschwindigkeit nicht sehr klein ist, bei beiden Ventilatoren der Manometerstand ansehnlich kleiner als $\frac{u_2^2}{g \varepsilon_1}$ aus.

Die theoretisch erforderliche Arbeit L berechnet sich zu

$$L_0 = Q h \gamma_0 = Q \frac{u_2^2}{g \varepsilon_1} \gamma_0 = Q \frac{u_2^2}{g} \gamma_1,$$

---

*) S. Rittinger, Centrifugalventilatoren.

wenn Q das pro Secunde geförderte Luftquantum bedeutet. Der wirklich erforderte Arbeitsbetrag ist indessen erheblich größer und gleich

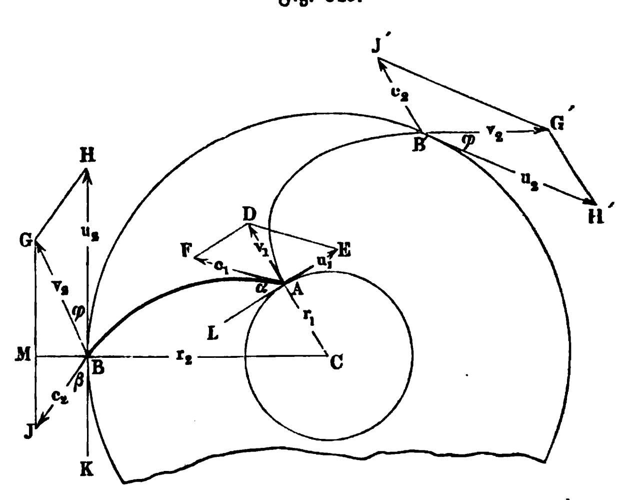
$$L = \frac{Q h \gamma_0}{\eta},$$

worin η den Wirkungsgrad des Ventilators bedeutet, den man erfahrungsmäßig nicht größer als etwa 0,3 annehmen darf.

In den meisten Fällen sind jedoch die relativen Geschwindigkeiten der Luft im Innern des Rades nicht so klein, um vernachlässigt werden zu können, auch giebt man den Schaufeln meist eine gekrümmte Form, so daß die Wirkung dieser Ventilatoren einer besonderen Untersuchung bedarf.

Zu dem Zwecke sei wieder r_1 der innere, r_2 der äußere Halbmesser des Rades ABC, Fig. 845, welches mit einer Anzahl gekrümmter Schaufeln

Fig. 845.



von der Form AB versehen sein soll. Es sei vorausgesetzt, daß die in der Richtung der Axe C des Rades ankommende Luft durch den conoidischen Einlauf gleichförmig und allmälig nach allen Seiten abgelenkt werde, so daß irgend ein Lufttheilchen in A in das Rad mit der radialen Geschwindigkeit $AD = v_1$ eintritt. Nach der bekannten Bedingung für den stoßfreien Eintritt der Luft in das rotirende Rad hat man dann für die innere Umfangsgeschwindigkeit $u_1 = AE$ des Rades die Beziehung

$$u_1 = v_1 \, cotg \, \alpha,$$

wenn unter α der innere Schaufelwinkel FAL verstanden wird. Unter dieser Voraussetzung des stoßfreien Eintritts hat man für die relative Ge-

schwindigkeit $c_1 = AF$, mit welcher das Lufttheilchen seinen Weg entlang der Schaufel durch das Rad beginnt, die Gleichung:

$$c_1^2 = v_1^2 + u_1^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Die rotirende Schaufel wirkt nun fortwährend beschleunigend auf das Lufttheilchen, bis dasselbe das Rad am äußeren Umfange verläßt. Gesetzt, dies geschehe in dem Augenblicke, in welchem der Endpunkt B der Schaufel nach B' gekommen ist, so hat das Lufttheilchen einen absoluten Weg im Raume zurückgelegt, welcher etwa durch die Curve AB' dargestellt ist, die in A sich tangential an die radiale Eintrittsgeschwindigkeit $AD = v_1$ anschmiegt. In B' tritt die Luft in den Auslauf mit einer absoluten Geschwindigkeit $B'G' = v_2$, welche tangential an den absoluten Weg AB' gerichtet ist, und welche man als die Resultirende zweier anderen Geschwindigkeiten anzusehen hat, nämlich der äußeren Umfangsgeschwindigkeit

$$u_2 = B'H' = BH$$

des Rades, und der relativen Geschwindigkeit

$$c_2 = B'J' = BJ,$$

mit welcher sich die Luft entlang der Schaufel in deren letztem Elemente bewegt. Wenn daher φ den Winkel

$$G'B'H' = GBH$$

bezeichnet, unter welchem die Luft den Radumfang verläßt, so hat man:

$$c_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2\, v_2\, u_2 \cos \varphi \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Die Eintrittsgeschwindigkeit $v_1 = AD$ der Luft wird, wie bei jeder Saugwirkung, durch den Druck der Atmosphäre erzeugt. Bezeichnet man das specifische Gewicht des Wassers (1000 kg) durch γ_0, dagegen dasjenige der bei A eintretenden Luft durch γ_1, so wird, wenn noch ζ_1 den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in das Rad bedeutet, zur Erzeugung der Geschwindigkeit v_1 der Luft eine Wassersäulenhöhe erfordert, welche bekanntlich durch

$$(1 + \zeta_1) \frac{v_1^2}{2g} \frac{\gamma_1}{\gamma_0} = (1 + \zeta_1) \frac{v_1^2}{2g\, \varepsilon_1}$$

ausgedrückt ist, wenn mit ε_1 das Verhältniß $\frac{\gamma_0}{\gamma_1}$ der specifischen Gewichte des Wassers und der Luft bezeichnet wird. Um diese zur Geschwindigkeitserzeugung verbrauchte Höhe ist daher die Pressungshöhe der Luft in A geringer als diejenige in dem Zuführungscanale der Luft unmittelbar vor dem Einlaufe. Diese letztere Pressungshöhe ist bei einem blasenden Ventilator, welcher die Luft direct aus der freien Atmosphäre entnimmt, gleich der Wasserbarometerhöhe b, dagegen bei einem saugenden Ventilator um

eine gewisse Größe geringer, welche den Widerständen in der Saugstrecke entspricht. Es sei allgemein die Wassermanometerhöhe im Saugrohre unmittelbar vor der Eintrittsöffnung in den Ventilator mit h_1 bezeichnet, wobei h_1 bei Saugventilatoren einen negativen Werth hat, und bei Blaseventilatoren gleich Null zu setzen ist, so hat man für die Pressungshöhe x der Luft beim Eintritte in das Rad in A:

$$x = b + h_1 - z_1 - \frac{v_1^2}{2 g \varepsilon_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

wenn mit $z_1 = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2 g \varepsilon_1}$ die dem Eintrittswiderstande entsprechende Wassersäulenhöhe bezeichnet wird.

Es bedeute ferner h_2 die Wassermanometerhöhe der Luft am Ende des Auslaufes, d. h. an derjenigen Stelle, wo bei blasenden Ventilatoren sich die Windleitung ansetzt, oder wo bei saugenden Ventilatoren die Luft ins Freie tritt. Ferner sei w die Geschwindigkeit, mit welcher an dieser Stelle die Luft den Auslauf verläßt, um in die Windleitung resp. in das Freie zu gelangen, und z_2 sei die Widerstandshöhe für den Auslauf. Die mit der absoluten Geschwindigkeit v_2 bei B aus dem Rade tretende Luft, welcher eine gewisse Pressung innewohnt, die durch die Wassersäulenhöhe y ausgedrückt sein mag, muß nun im Stande sein, nicht nur den Druck der auf der Mündung des Auslaufes lastenden Wassersäule $b + h_2$ und die Widerstandshöhe z_2 zu überwinden, sondern auch der Luft noch eine Geschwindigkeit w zu belassen. Bezeichnet daher γ_2 das specifische Gewicht der Luft beim Austritte aus dem Rade, und setzt man $\frac{\gamma_0}{\gamma_2} = \varepsilon_2$, so gilt die Gleichung

$$y + \frac{v_2^2}{2 g \varepsilon_2} = b + h_2 + z_2 + \frac{w^2}{2 g \varepsilon_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Hierbei ist zu bemerken, daß die Größe h_2 bei Blaseventilatoren eine positive Größe ist, welche unter Umständen nahezu den Werth von 1 m erreicht. Bei offenen Ventilatoren dagegen ist $h_2 = 0$ zu setzen, da hier die Luft direct in die Atmosphäre geblasen wird. Unter w hat man in diesem Falle die Geschwindigkeit der Luft an derjenigen Stelle zu verstehen, wo die Luft ins Freie tritt, d. h. wo der etwa angebrachte Diffuser aufhört. Bei der geringen Differenz der Pressungen im Ein- und Auslaufe kann man übrigens mit hinreichender Genauigkeit die specifischen Gewichte γ_1 und γ_2 einander gleich setzen, so daß auch $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ gesetzt werden kann, und hierfür schlechtweg ε eingeführt werden soll.

Außer den gefundenen vier Gleichungen, welche für den Eintritt der Luft in das Rad und den Austritt aus demselben gelten, erhält man nun noch eine fünfte, welche den beschleunigenden Einfluß der rotirenden Schaufeln

ausdrückt. Nach dem in Thl. I, Abschn. V, Cap. 3 darüber Gesagten ist der Zuwachs an lebendiger Kraft, welchen die Luft beim Durchgange durch das Rad von A nach B empfängt, proportional mit der Differenz der Geschwindigkeitshöhen der Radgeschwindigkeiten in A und B, und zwar erhält man

$$y + \frac{c_2^2}{2 g \varepsilon} - \left(x + \frac{c_1^2}{2 g \varepsilon}\right) + z_r = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 g \varepsilon}, \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

wenn man mit z_r die dem Durchgange durch das Rad entsprechende Widerstandshöhe bezeichnet. Führt man in diese Gleichung (5) aus (1) bis (4) die Werthe von c_1, c_2 x und y ein, so erhält man nach geringer Reduction:

$$h_2 - h_1 + z_1 + z_2 + z_r + \frac{w^2}{2 g \varepsilon} = \frac{2 v_2 u_2 \cos \varphi}{2 g \varepsilon}.$$

Setzt man $h_2 - h_1 = h$ und $z_1 + z_2 + z_r = z$, so erhält man auch

$$g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2} = v_2 u_2 \cos \varphi. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Wenn man hierin nach der Figur

$$v_2 = u_2 \frac{\sin \beta}{\sin (\beta + \varphi)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

setzt, so folgt:

$$u_2 = \sqrt{\left[g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}\right] \frac{\sin (\beta + \varphi)}{\sin \beta \cos \varphi}}, \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

welche Gleichung für eine bestimmte Pressungsdifferenz h die Umfangsgeschwindigkeit u_2 ergiebt, wenn außer β der Austrittswinkel φ gegeben ist. Für radiale Endigung der Schaufeln, d. h. für $\beta = 90^0$, geht diese Gleichung über in

$$u_2 = \sqrt{g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8^a)$$

Ferner findet sich nach (6) auch die absolute Austrittsgeschwindigkeit v_2 und damit die radiale Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade zu

$$B M = v_2 \sin \varphi.$$

Bezeichnet man nun mit e_1 und e_2 die lichten Weiten des Rades innen und außen, so hat man für das Luftquantum Q die Beziehung

$$Q = 2 \pi r_2 e_2 v_2 \sin \varphi = 2 \pi r_1 e_1 v_1, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

woraus

$$v_1 = \frac{r_2 e_2}{r_1 e_1} v_2 \sin \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

folgt. Hieraus und aus

$$u_1 = \frac{r_1}{r_2} u_2$$

erhält man dann den inneren Schaufelwinkel α durch

$$tang\ \alpha = \frac{v_1}{u_1} \text{ u. s. w.}$$

Wenn dagegen von vornherein nicht der Austrittswinkel φ, sondern eine andere Größe, etwa die Eintrittsgeschwindigkeit v_1 der Luft gegeben ist, so erhält man eine Gleichung zur Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit u_2 wie folgt. In Gleichung (6) bedeutet $v_2 \cos \varphi$ offenbar die tangentiale Componente MG der Austrittsgeschwindigkeit. Man hat nun nach der Figur

$$MG = BH - MJ = u_2 - v_2 \sin \varphi \ cotg\ \beta,$$

oder mit Rücksicht auf (10):

$$v_2 \cos \varphi = u_2 - \frac{r_1 e_1}{r_2 e_2} v_1 \ cotg\ \beta,$$

so daß nun (6) übergeht in

$$g\, \varepsilon\, (h + z) + \frac{w^2}{2} = u_2 \left(u_2 - \frac{r_1 e_1}{r_2 e_2} v_1 \ cotg\ \beta\right).$$

Durch Auflösung dieser quadratischen Gleichung erhält man dann

$$u_2 = \frac{r_1 e_1}{2\, r_2 e_2} v_1 \ cotg\ \beta$$
$$+ \sqrt{\left(\frac{r_1 e_1}{2\, r_2 e_2} v_1 \ cotg\ \beta\right)^2 + g\, \varepsilon\, (h + z) + \frac{w^2}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Diese Gleichung geht mit $\beta = 90^0$, also für radial auslaufende Schaufeln in die Gleichung (8^a) über.

Aus der Umfangsgeschwindigkeit u_2 ergiebt sich dann die Umdrehungszahl n pro Minute durch

$$60\ u_2 = 2\, \pi\, r_2\, n \text{ u. s. w.}$$

Aus (11) ersieht man, daß für eine gewisse Druckdifferenz h die Umfangsgeschwindigkeit u_2 des Rades unter sonst gleichen Umständen um so geringer ausfällt, je kleiner $cotg\ \beta$ ist. Nimmt man daher $\beta = 90^0$, d. h. läßt man die Schaufeln radial enden, so ist $cotg\ \beta = 0$, und man erhält für diesen Fall

$$u_2 = \sqrt{g\, \varepsilon\, (h + z) + \frac{w^2}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Aus diesem Grunde empfiehlt sich nach Rittinger die Anwendung von radial auslaufenden Radschaufeln, da bei zurückgekrümmten Flügeln, d. h. für $\beta < 90^0$, die zur Erzeugung einer gewissen Druckdifferenz h erforderliche Umdrehungsgeschwindigkeit größer ausfällt, womit auch vermehrte Zapfenreibungen und Lagerabnutzungen verbunden sind.

Was die einzelnen Verhältnisse der Ventilatoren anbetrifft, so pflegt die Differenz der Pressungen h immer nur gering zu sein. Man kann dieselbe bei den Ventilatoren zum Wettersaugen etwa auf 0,03 bis 0,06 m Wassersäule annehmen, während sie bei den Gebläseventilatoren meist zwischen 0,15 bis 0,50 m gelegen ist, nach Rittinger sich unter Umständen selbst auf 0,8 m erhebt. Danach ist denn auch die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades sehr verschieden, wie aus den Gleichungen (8) und (12) hervorgeht. Das Verhältniß der Radhalbmesser pflegt man bei Saugventilatoren zu $\frac{r_1}{r_2} = {}^1/_2$ und bei Blaseventilatoren zu $\frac{r_1}{r_2} = {}^1/_3$ anzunehmen. Für die Geschwindigkeit v_0 der in den Einlauf tretenden Luft giebt Rittinger als passende Größe 10 m an, so daß bei dem pro Secunde zu beschaffenden Luftvolumen von Q Cubikmetern der Halbmesser r_0 der Einströmungsmündung zu

$$r_0 = \sqrt{\frac{Q}{\pi v_0}} = 0{,}18 \sqrt{Q}$$

gefunden wird. Den inneren Halbmesser r_1 des Rades kann man passend gleich demjenigen r_0 der Einströmungsmündung, oder mit Rücksicht auf die Schaufeldicken nach Fink etwa gleich $1{,}2\, r_0$ annehmen, und man erhält, wenn man die Eintrittsgeschwindigkeit der Luft in das Rad v_1 gleich derjenigen v_0 durch die Einmündung des Gehäuses macht, die axiale Höhe e_1 der Schaufeln aus

$$Q = 2\pi r_1 e_1 v_1 = \pi r_0^2 v_0,$$

was für

$$r_1 = r_0;\; e_1 = 0{,}5\, r_0$$

und für

$$r_1 = 1{,}2\, r_0;\; e_1 = 0{,}42\, r_0 = 0{,}35\, r_1$$

ergiebt.

Diese Höhe gilt für Ventilatoren, welchen die Luft nur auf einer Seite zugeführt wird, bei beiderseitiger Zuführung hat man für jede Seite die Hälfte des Luftquantums zu Grunde zu legen, danach den Durchmesser r_0 der Eintrittsöffnung zu berechnen und die Höhe der Schaufeln zu jeder Seite der Mittelebene gleich jenen obigen Werthen, im Ganzen also doppelt so groß zu wählen. Sehr häufig macht man die äußere Weite e_2 des Rades gleich der inneren, vielfach aber verjüngt man die Schaufelhöhe nach außen, indem man dem Gehäuse convergirende Seitenwände giebt. Die Umdrehungszahl des Rades pflegt man wohl zuweilen bis zu 2000 pro Minute zu steigern.

Der Arbeitsaufwand zur Umdrehung des Rades läßt sich gleich

$$L = Q\gamma_0 \left(h + z + \frac{w^2}{2g\varepsilon}\right) \;\ldots\ldots\; (13)$$

setzen, so daß man den Wirkungsgrad, ohne Berücksichtigung der Zapfenreibung, zu

$$\eta = \frac{h}{h + z + \frac{w^2}{2 g \varepsilon}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

erhält.

Zu der Bestimmung des Werthes von z wird man sich am besten der an ausgeführten Ventilatoren angestellten dynamometrischen Messungen bedienen. Danach darf man den Wirkungsgrad der Ventilatoren im Durchschnitt zu etwa 30 Proc. annehmen. So ergeben die Hartig'schen Messungen für die gewöhnlichen Verhältnisse den Wirkungsgrad zwischen 0,24 und 0,36 liegend. Die ausführlichen Versuche, welche Rittinger mit besonders construirten Ventilatoren angestellt hat, ergaben übereinstimmend im günstigsten Falle den Wirkungsgrad von 0,28 bei einem Saugventilator und von 0,30 bei dem Blaseventilator. Dieser vortheilhafteste Werth stellt sich bei einer gewissen Umfangsgeschwindigkeit ein, welche bei dem Saugventilator 1,77 mal so groß war, als der theoretische Werth, der sich durch $u_2 = \sqrt{g \varepsilon h}$ ergiebt, welche Formel man aus (8^a) erhält, sobald man darin z und w vernachlässigt. Diese beiden Erfahrungsresultate stimmen sehr gut mit der vorstehenden Theorie überein, denn setzt man

$$u_2 = \sqrt{g \varepsilon (h + z) + \frac{w^2}{2}} = 1,77 \sqrt{g \varepsilon h},$$

so läßt sich hieraus ein Werth für den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{h}{h + z + \frac{w^2}{2 g \varepsilon}}$$

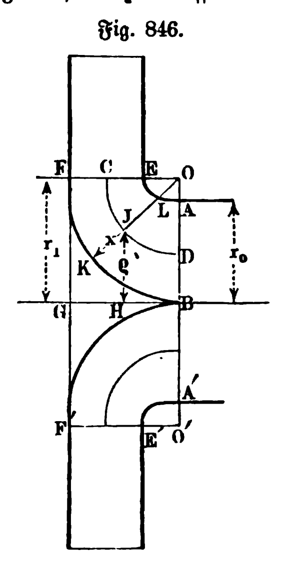
ermitteln, welcher im vorliegenden Falle zu $\frac{1}{1,77^2} = 0,32$ folgt.

Vergleicht man hiermit den durch den Versuch factisch ermittelten Wirkungsgrad von 0,28, welcher auch durch die Zapfenreibung beeinflußt ist, so erkennt man, daß beide Werthe gut übereinstimmen. Rittinger selbst ermittelt den Wirkungsgrad des Ventilators nach Abzug der durch Zapfenreibung entstehenden Arbeitsverluste zu 0,31, also sehr nahe gleich demjenigen, welcher aus der Gleichung (8^a) sich ergiebt, wenn man derselben die wirklich beobachtete Geschwindigkeit u_2 zu Grunde legt.

§. 207. **Construction der Ventilatoren.** Damit die Luft ohne Contraction und Wirbelbildung in das Rad eintrete, wendet man bei den Ventilatoren einen conoidisch geformten Einlauf an, welcher die in der Axenrichtung ankommende Luft allmälig in die radiale Richtung überführt. Nimmt man

nach dem Vorstehenden an, daß die Luft mit derselben Geschwindigkeit v_0, mit welcher sie in dem Saugrohre sich bewegt, auch in das Rad eintreten soll, so läßt sich der Einlauf in folgender Weise construiren. Ist $AB = r_0$, Fig. 846, der Halbmesser des Saugrohres, und $FG = r_1$ der innere Halbmesser des Rades, dessen lichte Weite $FE = e_1$ so bestimmt wurde, daß $2 r_1 \pi e_1 = r_0^2 \pi$ ist, so kann man zunächst einen Viertelkreis CJD zeichnen, welcher in C die Schaufelhöhe FE und in D den Halbmesser AB halbirt. Betrachtet man dann diesen Kreisbogen als den Weg des mittleren Lufttheilchens, so kommt es darauf an, die Begrenzungen ALE und BKF des Einlaufes so zu bestimmen, daß die Luft überall denselben Durchgangsquerschnitt gleich πr_0^2 findet. Zieht man durch einen beliebigen Punkt J des Kreises den Radius OK, so ist der dem Punkte J entsprechende Durchgangsquerschnitt der Luft durch den abgestumpften Kegelmantel zur Axe BG gegeben, dessen Erzeugende die Strecke LK ist. Setzt man die Länge $LJ = JK = x$, und bezeichnet mit ϱ den Abstand JH des Punktes J von der Axe, so hat man den besagten Kegelmantel $2 \pi \varrho 2 x$ gleich $r_0^2 \pi$ zu setzen. Nun ist aber, wie aus der Figur leicht zu ersehen:

Fig. 846.



$$\varrho = JH = r_1 - \left(r_1 - \frac{r_0}{2}\right) \cos \psi,$$

wenn der Mittelpunktswinkel DOJ mit ψ bezeichnet wird. Man hat daher

$$2 \pi \left[r_1 - \left(r_1 - \frac{r_0}{2}\right) \cos \psi\right] 2 x = \pi r_0^2,$$

woraus

$$x = \frac{1}{4} \frac{r_0^2}{r_1 - \left(r_1 - \frac{r_0}{2}\right) \cos \psi}$$

folgt. Setzt man hierin $r_1 = \nu r_0$, so geht dieser Ausdruck über in

$$x = \frac{1}{4} \frac{r_0}{\nu - (\nu - \frac{1}{2}) \cos \psi},$$

z. B. für $\nu = 1{,}2$ erhält man:

$$x = \frac{r_0}{4{,}8 - 2{,}8 \cos \psi}.$$

Hieraus kann man für beliebige Werthe von ψ zwischen 0° und 90° die zugehörigen Werthe von x ermitteln, und danach die beiden Meridianlinien ALE und BKF für den conoidischen Einlauf verzeichnen.

Was die Form der Radschaufeln anbetrifft, so ist zunächst der innere Schaufelwinkel α nach dem Vorstehenden an die Bedingung des stoßfreien Eintritts

$$tang\ \alpha = \frac{v_1}{u_1}$$

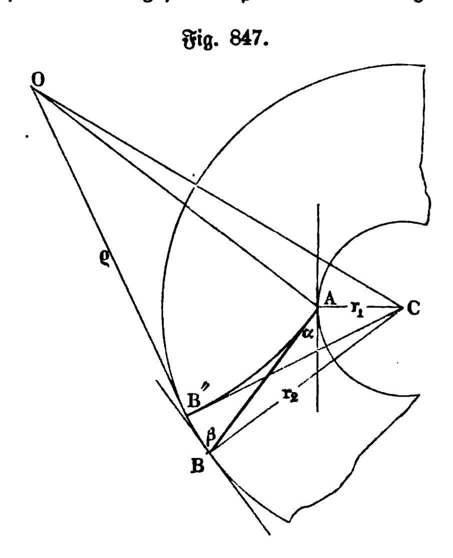
geknüpft.

Diese Bedingung ist mit der Anwendung radial beginnender Schaufeln, d. h. mit $\alpha = 90^0$ nicht vereinbar, da in diesem Falle die Eintrittsgeschwindigkeit v_1 unendlich groß werden müßte. Wenn man daher radiale Schaufeln anwendet, so ist hiermit beim Eintritte der Luft ein Arbeitsverlust $\frac{u_1^2}{2g}\, Q\gamma$ verbunden. Ueberhaupt beziffert sich der Verlust durch Stoß zu

$$\frac{(u_1 - v_1\ cotg\ \alpha)^2}{2g}\, Q\gamma,$$

da die tangentiale Componente der Eintrittsgeschwindigkeit $v_1\ cotg\ \alpha$ plötzlich in u_1 übergehen muß. Die Rittinger'schen Versuche haben denn auch gezeigt, daß die Leistung bei Anwendung ebener radialer Schaufeln nur gering ausfällt, indem dafür der höchste Wirkungsgrad nur zu 0,08 sich ergab.

Fig. 847.



Wollte man den Schaufeln eine ebene Form AB', Fig. 847, geben, welche unter einem Winkel α den inneren Radumfang schneidet, so erhielt man dafür aus dem Dreiecke ABC den äußeren Schaufelwinkel β durch

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{cos\ \beta}{cos\ \alpha}.$$

Bei dieser Schaufelform ergiebt sich das Verhältniß der relativen Geschwindigkeiten der Luft beim Aus- und Eintritte, wenn die Schaufeldicken nicht berücksichtigt werden:

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{r_1 e_1 \sin \alpha}{r_2 e_2 \sin \beta} = \frac{e_1 \tang \alpha}{e_2 \tang \beta}.$$

Wenn daher, um einen Ausfluß mit gefüllten Schaufeln zu erlangen, $c_2 \gtreqless c_1$ sein soll, so hat man $e_2 \tang \beta \lesseqgtr e_1 \tang \alpha$ zu machen. Bei krummen Schaufeln, bei denen die gedachte Abhängigkeit zwischen α und β nicht stattfindet, hat man dagegen allgemein

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{r_1 e_1 \sin \alpha}{r_2 e_2 \sin \beta}.$$

In Betreff der Schaufelform lassen sich ähnliche Betrachtungen anstellen, wie für die Centrifugalpumpen geschehen. Rittinger empfiehlt, dafür Kreisbögen zu wählen, und den äußeren Schaufelwinkel β zu 90^0 anzunehmen. Für eine derartige Schaufel AB'' liegt der Mittelpunkt O auf der in A senkrecht zur Schaufelrichtung AB' gezogenen Geraden, und man findet den Krümmungshalbmesser $\varrho = OB''$ durch Gleichsetzung der beiden Werthe, welche sich für CO aus den Dreiecken $CB''O$ und CAO ergeben. Danach hat man

$$\overline{CO^2} = r_2^2 + \varrho^2 = r_1^2 + \varrho^2 + 2 r_1 \varrho \cos \alpha,$$

woraus

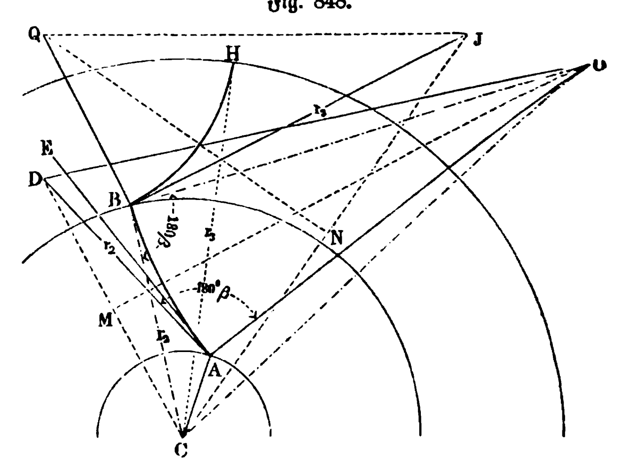
$$\varrho = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 r_1 \cos \alpha} \text{ folgt.}$$

Wenn man den äußeren Winkel β nicht gleich 90^0, sondern gleich einem beliebigen Werthe β wählt, so läßt sich der Kreisbogen für die Schaufelform leicht in folgender Art construiren. Zunächst liegt der Mittelpunkt O, Fig. 848 (a. f. S.), für den die Schaufelform bestimmenden Kreis auf der Geraden AO, welche im Anfangspunkte der Schaufel auf deren Richtung AE daselbst normal steht. Zieht man nun noch durch A die Gerade AD unter dem Winkel $OAD = 180^0 - \beta$, macht AD gleich dem äußeren Radius r_2 und verbindet C mit D, so ergiebt das in der Mitte M von CD auf dieser Linie errichtete Loth im Durchschnitte mit AO den gesuchten Mittelpunkt O für den Schaufelkreis AB. Man überzeugt sich nämlich leicht aus der Congruenz der Dreiecke OBC und OAD, welche alle Seiten beziehentlich gleich haben, daß der Winkel $OBC = OAD = 180^0 - \beta$ ist, woraus folgt, daß die Schaufel in B mit der Radtangente den Winkel β bildet. Selbstredend liegen die Mittelpunkte für sämmtliche Schaufeln in dem durch O gezogenen um C concentrischen Kreise.

Die Versuche, welche von Rittinger mit einem Flügelrade angestellt wurden, deren Schaufeln nach Art von AB in Fig. 845 zurückgekrümmt waren, so daß die convexe Fläche voranging, ergaben nur einen geringen Wirkungsgrad von 0,12 im günstigsten Falle. Ferner zeigten diese Ver-

suche, daß das Rad in Folge des kleinen Werthes von β (20°) eine größere Umfangsgeschwindigkeit erhalten mußte, als ein Rad mit einwärts gekrümmten radial endigenden Schaufeln nach der Form AB'', Fig. 847, um dieselbe Druckdifferenz zu erzeugen, eine Erscheinung, welche in der

Fig. 848.



Gleichung (11) des vorhergehenden Paragraphen ihre Erklärung findet. Nach den Versuchen Rittinger's scheint es daher das Vortheilhafteste zu sein, das Rad mit einwärts gekrümmten Schaufeln zu versehen, welche den äußeren Umfang in der Richtung des Radius schneiden.

Die Anzahl der Radschaufeln sollte theoretisch thunlichst groß genommen werden, um eine möglichst regelmäßige Bewegung der Luft in den Canälen zu erlangen, doch stehen einer größeren Anzahl andererseits der vermehrte Reibungswiderstand und die größere Belastung der Axe durch das schwerere Rad entgegen. Daher pflegt man die Anzahl der Schaufeln selten größer als 9, meistens zwischen 5 und 8 zu wählen. Rittinger führt an, daß man nach Dollfuß den Abstand zweier benachbarter Schaufeln im äußeren Radumfange gleich 0,21 m nehmen möge, so daß man unter dieser Voraussetzung die Schaufelzahl

$$z = \frac{2\pi}{0,21} r_2 = 30\, r_2 \text{ erhält.}$$

Es wurde bereits oben erwähnt, daß man, um die absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade

$$v_2 = \sqrt{c_2^2 + u_2^2 - 2\, c_2\, u_2 \cos\beta}$$

möglichst nutzbar zu machen, das Rad vortheilhaft mit einem Auslaufe oder

Diffuser versieht. Ein solcher Diffuser besteht bei Saugventilatoren einfach aus einer das Rad rings umgebenden Fortsetzung des Gehäuses, welche am Radumfange gleiche Weite mit dem Gehäuse hat, während man ihr nach außen hin zuweilen eine Erweiterung giebt. Durch Einsetzung von Leitschaufeln zwischen die Wandungen des Auslaufes läßt sich die Wirkung des Diffusers jedenfalls vervollkommnen, und man hat diese Schaufeln gegen den äußeren Radumfang unter dem Winkel φ der austretenden Luft zu stellen, während sie bei Saugventilatoren den äußeren Umfang des Diffusers in radialer Richtung treffen. Wählt man auch für diese Schaufeln die Form eines Kreisbogens, so findet man den Mittelpunkt dafür in gleicher Weise wie oben für die Radschaufeln angegeben wurde. Ist nämlich BJ, Fig. 848, die Richtung der aus dem Rade tretenden Luft, so mache man $BJ = CH = r_3$ gleich dem äußeren Halbmesser des Auslaufes, ziehe CJ und errichte in der Mitte N von CJ eine Normale, welche die in B senkrecht zu BJ gezogene Gerade wiederum in dem Punkte Q schneidet, welcher als Mittelpunkt für die Diffuserschaufel BH dient.

Fig. 849.

Was die Wirkung des Auslaufes betrifft, so hat man, unter w wie oben die Geschwindigkeit der am äußeren Umfange bei H radial austretenden Luft und unter e_3 die Höhe des Auslaufes daselbst verstanden, offenbar

$$r_3 e_3 w = r_2 e_2 c_2 \sin\beta = r_2 e_2 v_2 \sin\varphi,$$

woraus folgt, daß w und damit der Verlust an Druckhöhe $\frac{w^2}{2g}$ um so geringer ausfallen, je größer r_3 und e_3 gemacht werden.

Zur Construction des Auslaufes von Blaseventilatoren bestimmt man zunächst aus der Geschwindigkeit w, mit welcher die Luft in der Windleitung HK, Fig. 849 (a. v. S.), sich bewegen soll, den Querschnitt $F = \frac{Q}{w}$ für diese Windleitung. Giebt man diesem Querschnitte bei DH die Form eines Rechteckes von der Breite e_2 des Rades, so erhält man die Höhe an der gedachten Stelle

$$DH = a = \frac{Q}{e_2\, w}.$$

Schließt sich nun das Gehäuse an einer Stelle B möglichst dicht an das Rad an, so hat man, ähnlich wie bei den Centrifugalpumpen (s. §. 161), dem Auslaufe eine spiralförmige oder evolventenförmige Begrenzung $BDEFGH$ zu geben, welche einen allmäligen Uebergang des Radgehäuses in die Windleitung HK vermittelt. Auch kann man zur besseren Leitung der Luft im Innern des Auslaufes einzelne entsprechend spiralförmige Leitschaufeln, wie $B_1 D_1 E_1$ und $B_2 D_2 E_2$ etc., anbringen.

Beispiel. Ein Ventilator soll in jeder Secunde 1 cbm Wind von einer Pressung von 0,2 m Wassersäule liefern, welche Dimensionen und welche Umdrehungszahl hat man für denselben anzunehmen?

Setzt man eine Zuflußgeschwindigkeit der Luft von $v_0 = 10$ m voraus, so ergiebt sich zunächst der Halbmesser des Saughalses, wenn man beiderseitige Luftzuführung annimmt, also zu jeder Seite $\frac{1}{2} Q = 0,5$ cbm pro Secunde einführt:

$$r_0 = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} Q}{\pi\, v_0}} = \sqrt{\frac{0,5}{31,4}} = 0,125 \text{ m}.$$

Nimmt man den inneren Halbmesser r_1 des Rades gleich $1,2 \,.\, r_0$, so hat man $r_1 = 1,2 \,.\, 0,125 = 0,150$ m. Vorausgesetzt, daß die Schaufeln am äußeren Radumfange radial endigen, gilt nun für die Geschwindigkeit der äußeren Radperipherie die Gleichung (8^a):

$$u_2 = \sqrt{g\, \varepsilon\, (h + z) + \frac{w^2}{2}}.$$

Um hierin z und w zu bestimmen, sei ein Wirkungsgrad des Ventilators von 30 Proc. vorausgesetzt, so daß man

$$\eta = \frac{h}{h + z + \frac{w^2}{2\, g\, \varepsilon}} = 0,30$$

setzen kann, woraus

$$g\, \varepsilon\, (h + z) + \frac{w^2}{2} = \frac{g\, \varepsilon\, h}{0,30}$$

folgt. Damit ergiebt sich nun

$$u_2 = \sqrt{\frac{g\, \varepsilon\, h}{0,30}} = \sqrt{\frac{9,81 \,.\, 800 \,.\, 0,2}{0,3}} = 72,3 \text{ m}.$$

Nimmt man nun den äußeren Halbmesser des Rades zu $r_2 = 0{,}5$ m an, so ergiebt sich die pro Minute erforderliche Umdrehungszahl des Rades zu

$$n = \frac{60 \,.\, u_2}{2 \pi r_2} = \frac{60 \,.\, 72{,}3}{3{,}14} = 1380.$$

Die lichte Höhe e_1 des Rades am inneren Umfange ergiebt sich, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit $v_1 = v_0$ angenommen wird, zu $e_1 = 0{,}35\ r_1 = 0{,}053$ m zu jeder Seite der mittleren Scheibe. Der Winkel α, welchen das erste Schaufelelement mit dem inneren Radumfange bildet, bestimmt sich durch

$$tang\ \alpha = \frac{v_1}{u_1} = \frac{10}{\frac{15}{50} \cdot 72{,}3} = \frac{10}{21{,}7} = 0{,}461,$$

wozu ein Winkel $\alpha = 24^0\ 45'$ gehört. Die zur Bewegung des Rades erforderliche Betriebskraft läßt sich zu:

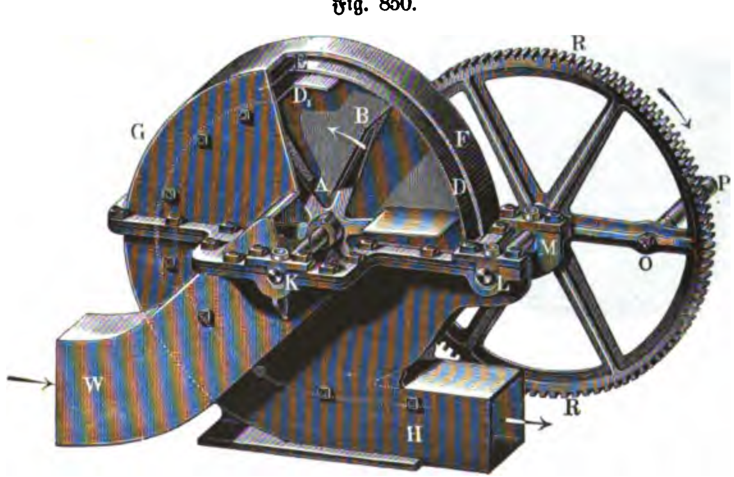
$$L = \frac{Q \gamma_0 h}{\eta} = \frac{1000 \,.\, 0{,}2}{0{,}3} = 667 \text{ mkg} = 8{,}9 \text{ Pferdekraft}$$

annehmen.

Verschiedene Ventilatoren. Folgendes enthält die Beschreibung und Abbildungen einiger ausgeführten Ventilatoren. **§. 208.**

In Fig. 850 ist ein vom Herrn Oberkunstmeister Schwamkrug construirter Grubenventilator für Handbetrieb, welcher eben so gut als Bläser wie als Sauger gebraucht werden kann, monodimetrisch abgebildet.

Fig. 850.

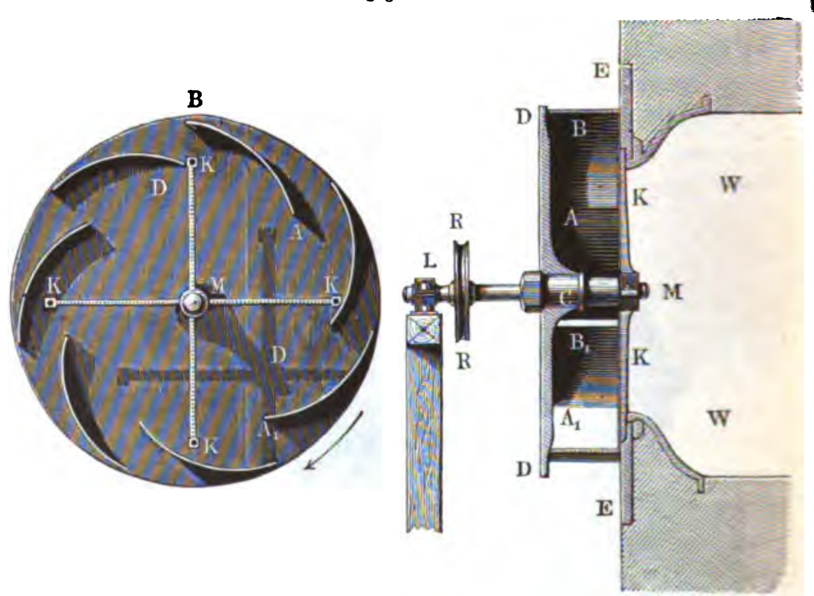


Das gußeiserne Radgehäuse FGH ist aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche mittelst diametraler Flantschen und einer Einlage von in Firnißkitt getränkten Tuch- oder Pappstreifen auf einander zu liegen kommen und durch

Schrauben fest mit einander verbunden werden. Mit dem unteren Theile bildet sowohl das radiale Saug- oder Zuleitungsrohr *W* als auch das tangentiale Blase- oder Ableitungsrohr *H* ein Ganzes. Das Rad hat eine Höhe von 0,660 m und besteht aus sechs Blechschaufeln wie *AB* von 0,19 m Breite und Höhe. Die Welle *C* desselben läuft in Lagern wie *K*, welche an dem unteren Theile des Gehäuses angegossen und mit bronzenen Lagerschalen ausgefüttert sind. Eine andere Welle *LM* außerhalb des Gehäuses trägt ein Zahnrad *R* mit 102 Zähnen, welches in ein (nicht sichtbares) Getriebe mit 12 Zähnen eingreift und mittelst der Spille *OP* von einem Arbeiter in Umdrehung gesetzt wird. Der Diffuser im inneren Umfange des Gehäuses enthält drei Blechschaufeln wie *DE*, und bildet vier Luftcanäle, welche sich von 18 mm allmälig auf 48 mm erweitern und die Luft in das 0,167 m hohe und 0,190 m weite Ableitungsrohr *H* führen *).

Die Combes'schen Saugventilatoren, wovon Fig. 851, I und II einen Quer- und einen Längendurchschnitt vor Augen führt, unterscheiden

Fig. 851.



sich von den gewöhnlichen Ventilatoren vorzüglich durch die krummen Schaufeln mit kleinen Schaufelwinkeln (α und β). Dieser Ventilator besteht aus

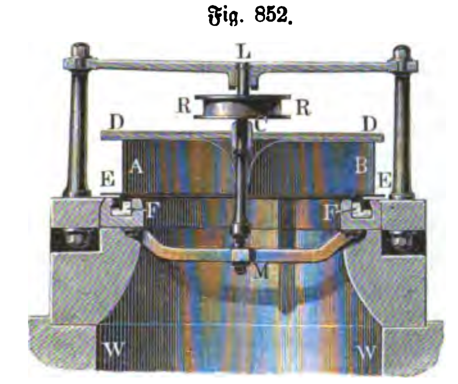
*) S. Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann auf das Jahr 1855. Freiburg ꝛc.

einem Rade mit acht krummen Blechschaufeln AB, $A_1B_1 \ldots$, welche einerseits auf einem Teller D befestigt sind und auf der anderen Seite an einem feststehenden Kranze nahe vorbeigehen. Dieser Ventilator ist dazu bestimmt, pro Secunde 1 bis 2 cbm Luft, unter einer Pressungsdifferenz von 2 m Luft- oder 2,5 mm Wassersäule, durch den Canal W anzusaugen und an seinem Umfange auszustoßen. Die Höhe dieses Rades ist 1,2 m, die Weite desselben 0,22 m und die Weite des Saugcanales beim Eintritte in das Rad, 0,88 m.

Der innere Schaufelwinkel β beträgt 23° 16', der äußere δ ist Null. Nach der Berechnung soll dieser Ventilator bei 124 bis 172 Umdrehungen pro Minute die angegebene Luftmenge ansaugen*). Die Welle LM dieses Ventilators wird mittelst der Rolle R in Umdrehung gesetzt und ruht in den Lagern L und M, wovon das letztere von dem an der Umfangsmauer von W befestigten Kreuze K getragen wird.

Wenn diese Ventilatoren am Ende eines aufrecht stehenden Saugcanales, z. B. über einer Schachtmündung, stehen, so stellt man ihre Axe LM, wie z. B. Fig. 852 vor Augen führt, senkrecht. Der abgebildete Ventilator dient als Wettersauger, und besteht aus drei Blechschaufeln, welche sich unter einem Winkel von 6° 39' an den inneren Radumfang anschließen und am äußeren Radumfange tangential auslaufen. Dieselben sind oben von einem Teller D und unten von einem Kranze E begrenzt. Der erstere besteht aus einem sechsarmigen schmiedeeisernen Gerippe und aus zwei Blechdecken, wogegen der letztere einfach aus Blech zusammengenietet ist. Um das Rad unter diesem Kranze luftdicht abzuschließen, ist auf dem letzteren noch ein Blechcylinder F befestigt und letzterer in das Wasser eingetaucht, womit eine rings um W befindliche Rinne angefüllt ist. Der äußere Radhalbmesser mißt 0,85 m, der innere 0,68 m, und die Weite des Rades ist 0,340 bis 0,355 m. Dieser Ventilator saugt bei einer Pressungsdifferenz von 0,013 bis 0,0379 m Wassersäule, und bei 413 bis 542 Umdrehungen pro Minute, 2,41 bis

Fig. 852.



*) S. Aérage des Mines par M. Combes, Tome XVIII des Annales des Mines.

4,57 cbm Wetter aus dem Schachte W, wobei er mit dem Wirkungsgrade 0,19 bis 0,22 arbeitet. Diese kleine Nutzleistung der Combes'schen Ventilatoren hat jedenfalls ihren Grund in der kleinen Schaufelzahl und in der nahe tangentialen Schaufelstellung, wobei die Luft bei ihrer Bewegung von innen nach außen nur zum kleinsten Theile der Richtung der Schaufel folgt, und die Anzahl der Umdrehungen im Vergleiche zur Pressungsdifferenz eine große ist. Auch hat man den Wasserabschluß desselben wieder ganz beseitigt.

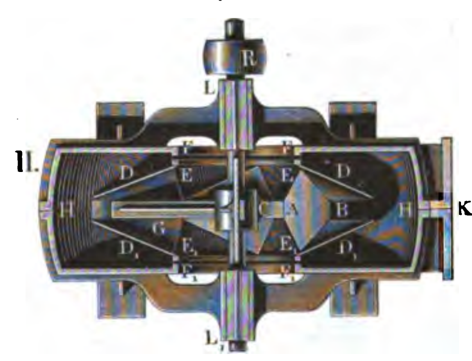
Da die Ventilatoren mit krummen Schaufeln den Erwartungen nicht entsprochen haben, so ist man in der neueren Zeit wieder zu den Ventilatoren mit geraden Schaufeln zurückgekehrt. Namentlich werden die Ventilatoren von Letoret in Belgien zum Wettersaugen vielfach angewendet. Diese Ventilatoren haben bei einem äußeren Halbmesser von 1,3 bis 1,4 m vier Schaufeln von 1,15 bis 1,20 m Länge und 0,80 bis 1,00 m Breite und geben bei 228 bis 266 Umdrehungen, unter einer Pressungsdifferenz von 0,040 bis 0,058 m Wassersäule, pro Minute 3,6 bis 6,9 cbm Luft, wobei sie 26 bis 34 Proc. des gesammten Kraftaufwandes nutzbar machen. Uebrigens sind die Schaufeln der Letoret'schen Ventilatoren verstellbar, auch saugen dieselben die Wetter von beiden Seiten her ein.

Eine eigenthümliche Construction hat der L'loyd'sche Ventilator in Fig. 853 I und II, wo I den verticalen und II den horizontalen Querschnitt darstellt. Das Rad dieses Ventilators besteht aus sechs gebogenen Blechschaufeln, wie AB, welche auf einem gußeisernen Gerippe GG aufgeschraubt und an den Seiten von zwei conischen Blechscheiben D, D_1 bedeckt sind. Dasselbe ist in ein gußeisernes Gehäuse H eingeschlossen, welches aus vier Theilen zusammengeschraubt und bei K mit der Windleitung verbunden wird. Die kreisförmigen Einmündungen des Rades sind von Metallringen E, E_1 umgeben, welche nahe vor den gußeisernen Ringen F, F_1 vorbeigehen, wodurch die Einmündungen in das Gehäuse begrenzt werden. Die Welle C des Rades ruht bei L in metallenen Lagern und wird mittelst eines Riemens durch die Riemscheibe R u. s. w. in Umdrehung gesetzt. Die Umschließung der Schaufeln durch die conischen Kränze hat den Zweck, den Querschnitt der Austrittsöffnungen sowie auch jeden anderen kreisförmigen Querschnitt des Rades gleich dem der beiden Eintrittsöffnungen zu machen. Man verhindert dadurch die Bildung der Luftwirbel im Rade und das mit denselben verbundene Geräusch. Jedenfalls hat aber dieser Ventilator noch den Mangel, daß das Gehäuse am Umfange des Rades viel weiter ist als das Rad, und daher bei der Bewegung der Luft aus dem Rade ins Gehäuse ein mit Druckverlust verbundener Wirbel entsteht. Dieser Ventilator soll bei einem Raddurchmesser von 3 Fuß (0,90 m) und bei 1400 Umdrehungen pro Minute durch eine 7 zöllige (0,175 m)

Düse, Wind von 16 Zoll (0,4 m) Ueberdruck auszublasen vermögen*). Der Ventilator von Ducommun und Dupied ist von dem L'loyd'schen Ventilator nicht wesentlich verschieden.

Fig. 853.



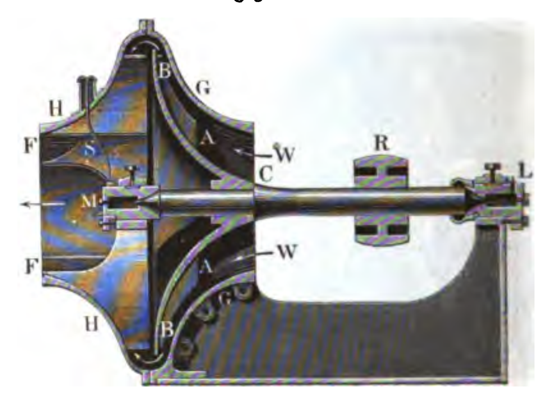


Der Schwartzkopf'sche Ventilator, welcher im nördlichen Deutschland vielfach angewendet wird, ist ebenfalls ganz eigenthümlich construirt. Derselbe ist in Fig. 854 (a. f. S.) in einem verticalen Axenschnitte dargestellt, während die Figuren 855 und 856 (a. f. S.) die Querschnitte vom Rade und vom Gehäuse desselben vor Augen führen. Das ganze Flügelrad BCB ist aus einem Stücke in Gußeisen hergestellt, hat gewöhnlich eine Höhe von $^2/_3$ bis 1 m und besteht aus neun Flügeln, welche wie AB, Fig. 855, an den Enden B entgegengesetzt der Bewegungsrichtung gekrümmt sind. Dieses Rad sitzt mit der Nabe C auf der Welle LM fest, deren Zapfen nach der sogenannten Antifrictionscurve construirt sind und mit den Enden in Oelkammern eintauchen. Das Radgehäuse besteht aus zwei in einer verticalen Ebene zusammengeschraubten Hälften G und H, wovon die erstere die Einströmungsöffnung W der Luft und die andere die an die Windleitung anstoßende Ausströmungsmündung F des Windes enthält. Dieser Theil des Gehäuses ist auch mit neun Leitschaufeln, wie DE, Fig. 856, versehen, und trägt zugleich das eine Zapfenlager M der Flügelwelle. Dieses Lager wird durch das Schmierrohr S mit Oel versorgt, wogegen für die Oelkammer des Lagers L zum Eingießen des Oeles nur ein Loch angebracht ist.

*) S. Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 142.

Noch sieht man in *R* die Riemscheibe, wodurch die Welle in Umdrehung gesetzt wird. Es ist leicht zu ermessen, wie hier die Luft durch die Rad-

Fig. 854.



schaufeln in Umdrehung gesetzt und durch die Centrifugalkraft in den ringförmigen Raum am Umfange des Rades getrieben, sowie sie durch die Leit-

Fig. 855.



Fig. 856.



schaufeln wieder der Umdrehungsgeschwindigkeit beraubt und eine progressive Ausströmungsbewegung anzunehmen genöthigt wird. Ein solcher Ventilator von 0,94 m Durchmesser versorgt bei 30 bis 32 Umdrehungen pro Minute einen oder zwei Cupolöfen mit dem nöthigen Winde, und zwar im ersten Falle, beim Ausblasen durch eine 0,16 m weite Düse, mit Wind von

0,39 m, und im zweiten Falle, beim Ausblasen durch zwei solche Düsen, mit Wind von 0,31 m Wasserdruck*).

Unter den vielen Ventilatorconstructionen hat vorzüglich die eine von Downie**) mit den Turbinenconstructionen die meiste Aehnlichkeit. Der Downie'sche Ventilator BCB, Fig. 857, besteht aus acht getrennten Radcanälen wie AB von fast constanter Weite, und das Gehäuse desselben ist durch einen Spiralscheider in zwei Canäle DE und FG getheilt, welche den Wind bei E und G in die Windleitung H führen. Es ist zu erwarten, daß hier die Radcanäle ohne Bildung von Wirbeln von der Luft durchlaufen werden.

Fig. 857.



Der sogenannte Hochdruckventilator von Rittinger unterscheidet sich von den gewöhnlichen Ventilatoren vorzüglich durch seine Größe und durch die große Anzahl der am äußeren Radumfange radial auslaufenden Schaufeln. Das Rad besteht hier aus einer gußeisernen Scheibe von 1,6 m Durchmesser, einem blechernen Kranze mit der Einströmungsmündung von 0,36 m Durchmesser und aus 24 Blechschaufeln, welche den 9 cm weiten Zwischenraum zwischen dem Teller und dem Kranze einnehmen. Uebrigens ist das ganze Rad von einem gußeisernen Gehäuse umgeben, welches aus zwei Theilen zusammengeschraubt wird, wovon der eine nahe an der Nabe, womit der Radteller auf der Welle festsitzt, anschließt, und der andere mit dem halsförmigen Einlaufe ein Ganzes bildet, welcher in einer schmalen Ringfläche an den Radkranz anliegt***).

Bei den mit diesem Ventilator ausgeführten Versuchen ergab sich, daß bei 730 bis 1060 Umdrehungen pro Minute, 33,4 bis 46,8 cbm Wind

---

*) S. Romberg's Zeitschrift für prakt. Baukunst 1855. Auch Wiebe's Handbuch der Maschinenkunde Bd. I: Die Maschinenbaumaterialien.

**) S. Civil-Eng. and Archit. Journ. 1858, oder Polytechn. Centralblatt 1858.

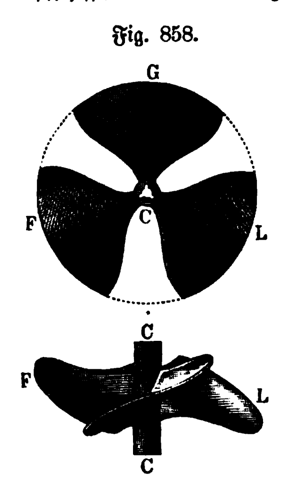
***) S. Rittinger's Centrifugalventilatoren u. s. w., Wien 1858.

von 0,300 bis 0,590 m Wasserdruck ausgeblasen wurden, und der Wirkungsgrad 0,28 bis 0,30 ausfiel.

Um höhere Pressungen zu erzeugen, ist es nöthig, zwei solche Ventilatoren so mit einander arbeiten zu lassen, daß der eine dem anderen den Wind durch den Einlauf zuführt.

§. 209. **Windradventilator.** Die Bewegung der Luft mittelst der Windradventilatoren ist nicht an die Wirkung der Centrifugalkraft gebunden; es kommt hierbei nur darauf an, daß sich die Flügel in einer Richtung bewegen, welche mit der Fläche derselben einen schiefen Winkel einschließt. Wie ein Flügelrad durch den Wind bewegt wird, ebenso läßt sich die Luft durch ein mittelst einer anderen Kraft in Umdrehung gesetztes Flügelrad fortbewegen. Es ist daher ein gewöhnliches Flügelrad ein anderes einfaches Mittel zum Fortschaffen der Luft oder zur Erzeugung von Wind. Besondere Aehnlichkeit hat ein solches Flügelrad mit der sogenannten Wasserschraube der Dampfschiffe, wie FGL, Fig. 858. Wird dieses Rad in ein cylindrisches Gehäuse gebracht und um seine Axe C gedreht, so saugt dasselbe an der Seite, wo seine Flügelflächen mit der Umdrehungsrichtung einen stumpfen Winkel bilden, Luft ein und bläst dieselbe an der anderen Seite aus, so daß dadurch ein stetiger Luftstrom in der Richtung der Radaxe entsteht.

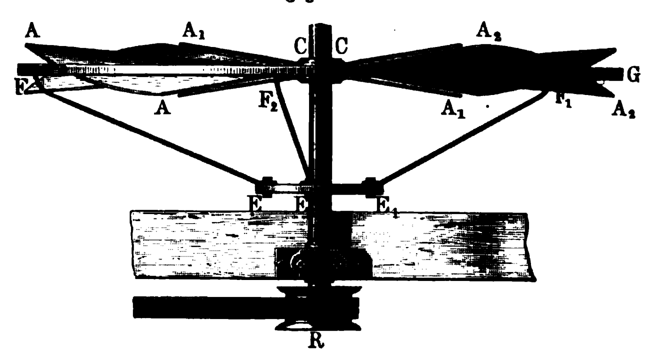
Fig. 858.



Ein sehr einfaches von Lesoine angegebenes Wetterrad mit Windflügeln wird auf der Kohlengrube Grand-Bac bei Lüttich zum Wettersaugen angewendet. Dieser Ventilator hat sechs windschiefe Flügel, wie ACA, A_1CA_1, A_2CA_2, Fig. 859, aus Eisenblech von $1^1/_2$ bis 2 mm Dicke. Dieselben sind auf schmiedeeiserne Arme genietet und letztere mit einer auf der Welle CD festsitzenden Nabe C, sowie mit einem das ganze Rad umschließenden Kranze FG fest verbunden, welcher mittelst der Arme EF u. s. w. getragen wird. Diese Flügel sind an der Nabe C unter einem Winkel von 18° bis 19°, und am Kranze FG unter einem solchen von 6° bis 7° gegen die Umdrehungsebene geneigt. Die Umdrehung dieses Ventilators erfolgt durch ein Riemenrad R u. s. w.; da aber der Riemen leicht rutscht, so hat man bei dem später construirten Ventilator zu Val-Benoit das Riemen-

vorgelege durch ein Zahnradvorgelege ersetzt *). Auch sind diese beiden Ventilatoren noch dadurch von einander verschieden, daß sich der erstere in einer verticalen, und der letztere in einer horizontalen Ebene umdreht, weshalb sich der erstere in einer kreisförmigen Seitenmündung des Wetterschachtes, der letztere aber in diesem Schachte selbst befindet.

Fig. 859.



Der Ventilator zu Grand-Bac hat einen Durchmesser von 2,66 m, und die sechs triangulären Durchgangsöffnungen desselben haben zusammen den Querschnitt (rechtwinkelig zur Umdrehungsbewegung gemessen), $F =$ 0,81 qm. Der Abstand s des Schwerpunktes jeder Oeffnung von der Drehungsaxe ist 0,80 m, folglich das theoretische Luftquantum pro Umdrehung:

$$V = 2\pi F s = 6{,}28 \,.\, 0{,}81 \,.\, 0{,}80 = 4{,}07 \text{ cbm}.$$

Nun macht dieser Ventilator pro Minute 170 Umdrehungen, daher folgt das theoretische Luftquantum pro Secunde:

$$Q = \frac{170}{60} V = 11{,}53 \text{ cbm}.$$

Nach den angestellten Messungen ist aber das effective Luftquantum $Q_1 = 8$ cbm, folglich

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{8}{11{,}53} = 0{,}694.$$

Uebrigens war die Pressungsdifferenz nur $h = 0{,}005$ m Wassersäule und der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}255$.

Der Ventilator zu Val-Benoit lieferte bei einem Durchmesser von 2,70 m und bei 201,5 Umdrehungen pro Minute 9,12 cbm Wetter in jeder Se-

*) S. Ponson's Traité de l'exploitation des Mines de Houille.

cunde, und hatte bei einer Pressungsdifferenz von $h = 0{,}013$ m den Wirkungsgrad $\eta = 0{,}26$.

Anstatt der Räder mit windschiefen Flügeln hat man auch wirkliche Schraubenräder zum Wettersaugen in Anwendung gebracht. Ein solcher Ventilator von dem Mechaniker Motte zu Charleroi ist auf der Kohlengrube Monceau-Fontaine aufgestellt und in Fig. 860 abgebildet.

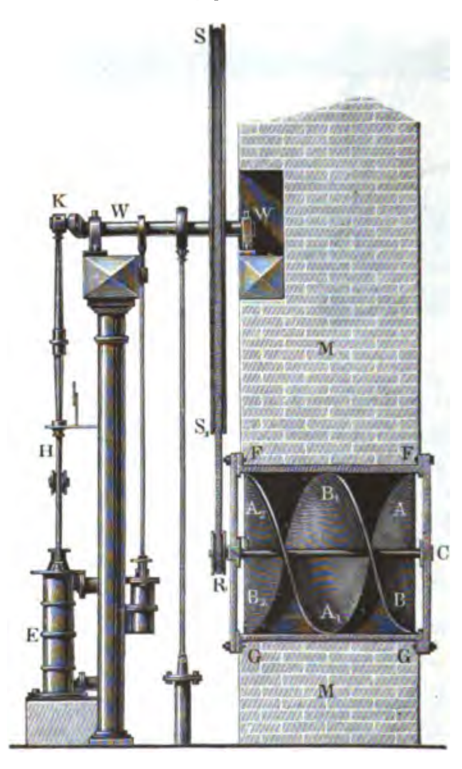


Fig. 860.

In der Mauer M, welche den Wetterschacht von der äußeren Luft trennt, ist das cylindrische Ventilatorgehäuse FG eingesetzt, und mit demselben sind die beiden Armkreuze fest verbunden, welche die Zapfenlager C und D der Ventilatorwelle tragen. Auf der letzteren sind zwei Blechwände AA_1A_2 und BB_1B_2 aufgesetzt, wovon jede ein vollständiges Schraubengewinde bildet, dessen Ganghöhe seinem äußeren Durchmesser gleich ist. Die Umdrehung dieser Wetterschraube erfolgt durch einen Riemen SR, welcher einerseits das auf der Ventilatorwelle CD sitzende kleine Rad R, und andererseits das auf der Kurbelwelle W einer Dampfmaschine EHK sitzende Schwungrad SS_1 umfaßt.

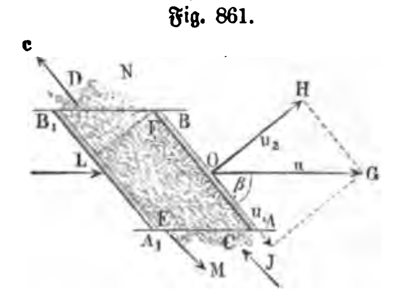
Diese Wetterschraube hat einen Durchmesser von 0,80 m und gab bei 600 bis 750 Umdrehungen pro Minute und einer Pressungsdifferenz von 0,0065 bis 0,0063 m, die Wettermenge $Q = 1{,}790$ bis $2{,}152$ cbm pro Secunde. Eine andere Wetterschraube mit zwei halben Gewinden zu Sauwartan-Sur-Dour hat 1,4 m im Durchmesser und gab bei 450 bis 506 Umdrehungen pro Minute und einer Pressungsdifferenz von 0,0216 bis 0,025 m, die Wettermenge $Q = 3{,}908$ bis $4{,}228$ cbm. Der Wir-

kungsgrad derselben scheint nach den genaueren Ermittelungen des Herrn Ingenieur Glépin nicht über 0,21 zu steigen.

Die Wetterschraube von Pasquet besteht aus drei schraubenförmigen Flügeln, wovon jeder den dritten Theil des Kreises einnimmt; übrigens scheint die Leistungsfähigkeit derselben ziemlich dieselbe zu sein, wie die der anderen Wetterschrauben.

Die oben entwickelte Theorie der Centrifugalventilatoren würde sich auch auf die Windrad- und Schraubenventilatoren anwenden lassen, wenn diese Räder, wie die Henschel'schen Turbinen, wirkliche Canäle oder Röhren bildeten, durch welche die Luft, wie bei den genannten Turbinen das Wasser, in einem stetigen Strome hindurchfließt. Dies ist aber bei der gewöhnlich kleinen Anzahl von Flügeln nicht der Fall, die letzteren schlagen vielmehr auf die Luft und setzen dieselbe nur in mit Wirbeln verbundenen Stößen in Bewegung, und es ist daher die Wirkungsweise dieser Ventilatoren ähnlich wie die der Windräder zu beurtheilen. Während die Flügel AB und A_1B_1, Fig. 861, mit einer gewissen Geschwindigkeit u umlaufen, geht aus bekannten Gründen ein

Fig. 861.



Luftstrom CD durch den Zwischenraum zwischen beiden hindurch, von welchem durch die folgende Schaufel A_1B_1 der größere Theil D unter dem spitzen Winkel, und der kleinere Theil E um den stumpfen Winkel abgelenkt wird, und wobei der erstere nach dem Raume N geführt und der letztere in den Raum M zurückgedrängt wird. Außerdem bildet sich noch auf der Rückseite des Flügels AB ein Luftwirbel F, in Folge dessen der nach N fließende Luftstrom den Raum zwischen beiden Flügeln nur zum Theil ausfüllt (s. Thl. I).

Die Umdrehungsgeschwindigkeit $u = OG$ des Rades läßt sich, unter β den Winkel JOG verstanden, welchen die Flügelfläche mit der Bewegungsrichtung bildet, in die Seitengeschwindigkeiten

$$OJ = u_1 = u \cos \beta \text{ und } OH = u_2 = u \sin \beta$$

zerlegen, parallel und rechtwinkelig zur Flügelfläche. Bei gleichen Pressungen auf beiden Seiten des Rades wäre nun die relative Eintrittsgeschwindigkeit c der Luft in den Raum AB_1:

$$c = - u_1 = - u \cos \beta;$$

ist aber die Pressung in M durch h_1 und in N durch h_2, also die Pressungs-

differenz durch $h = h_2 - h_1$ gegeben, so hat man zur Bewegung der Luft von M nach N nur die Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} - \varepsilon\,(h_2 - h_1) = \frac{u^2}{2g}\cos^2\beta - \varepsilon h,$$

woraus die Geschwindigkeit

$$c = \sqrt{u^2\cos^2\beta - 2g\varepsilon h} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

folgt.

Bezeichnet nun φ die Summe der Centriwinkel, welche die Projectionen aller Flügelflächen in der Umdrehungsebene einnehmen, und ist ϱ der Abstand irgend eines Punktes der Flügel von der Drehaxe, so ist die Projection des zwischen zwei coaxialen Cylindermänteln von den Halbmessern ϱ und $\varrho + \partial\varrho$ gelegenen Elementes der Flügelfläche durch $\varrho\varphi\partial\varrho$ und der diesem Elemente entsprechende Durchflußquerschnitt für die Luft daher durch

$$\partial F = \varphi\varrho\partial\varrho\,.\sin\beta$$

gegeben. Bedeutet ferner noch μ einen gewissen, durch Versuche zu ermittelnden Durchflußcoefficienten, so folgt die durch das besagte Element fließende Luftmenge zu

$$\partial Q = \mu\partial F\,.\,c = \mu\varphi\varrho\partial\varrho\,.\sin\beta\sqrt{u^2\cos^2\beta - 2g\varepsilon h},$$

oder, unter ω die Winkelgeschwindigkeit verstanden, also $u = \varrho\omega$ gesetzt:

$$\partial Q = \mu\varphi\omega\sin\beta\cos\beta\,\varrho\partial\varrho\sqrt{\varrho^2 - \frac{2g\varepsilon h}{\omega^2\cos^2\beta}}.$$

Man erhält daher durch Integration dieses Ausdrucks zwischen den Grenzen $\varrho = r_2$ und r_1 die durch das Rad strömende Luft zu

$$Q = \frac{\mu\varphi\omega\sin\beta\cos\beta}{3}\left(\sqrt{r_2^2 - \frac{2g\varepsilon h}{\omega^2\cos^2\beta}}^{\,3} - \sqrt{r_1^2 - \frac{2g\varepsilon h}{\omega^2\cos^2\beta}}^{\,3}\right). \quad (2)$$

Damit an allen Stellen des Rades auch wirklich Luft von M nach N ströme, d. h. damit c einen reellen Werth habe, muß überall

$$u^2\cos^2\beta > 2g\varepsilon h$$

sein, woraus man den kleinsten Halbmesser

$$r_1 > \frac{\sqrt{2g\varepsilon h}}{\omega\cos\beta}$$

findet.

Der Arbeitsaufwand, welchen die Umdrehung des Flügelrades erfordert, besteht aus zwei Theilen, von denen der eine L_1 durch die Pressungsdifferenz h veranlaßt wird, während der andere L_2 zur Ueberwindung der Trägheit der Luft dient. Die Differenz der Luftpressungen auf beide Flügelflächen beträgt pro Flächeneinheit $h\gamma_0$, wenn γ_0 das specifische Gewicht der Mano-

meterflüssigkeit (Wasser) bezeichnet. Ein Flügelelement im Abstande ϱ von der Axe, von der Breite $\partial \varrho$, und dessen Projection auf eine zur Axe senkrechte Ebene den unendlich kleinen Centriwinkel $\partial \varphi$ einschließt, hat die Größe

$$\partial F_1 = \frac{\varrho \partial \varphi \partial \varrho}{\cos \beta},$$

daher der Ueberdruck der Luft auf dieses Element durch

$$\partial P = \frac{h \gamma_0}{\cos \beta} \varrho \partial \varphi \partial \varrho$$

gegeben ist. Dieser elementare Druck zerlegt sich in einen solchen parallel zur Axe

$$\partial P . \cos \beta = h \gamma_0 \varrho \partial \varrho \partial \varphi,$$

welcher Reibung an der Stirn des Zapfens erzeugt, und in einen Druck senkrecht zur Axe entgegengesetzt der Bewegungsrichtung des Elementes, welcher durch

$$\partial P . \sin \beta = h \gamma_0 \, tang \beta \, \varrho \partial \varrho \partial \varphi$$

bestimmt ist. Da dieser letztere Druck mit der Geschwindigkeit $u = \varrho \omega$ überwunden werden muß, so gehört hierzu eine auf das Element entfallende mechanische Arbeit

$$\partial L_1 = h \gamma_0 \, tang \beta . \varrho \partial \varrho . \partial \varphi u = h \gamma_0 \, tang \beta \, \omega \varrho^2 \partial \varrho . \partial \varphi .$$

Durch zweimalige Integration zwischen den Grenzen $\varphi = \varphi$ und $\varphi = 0$ sowie $\varrho = r_2$ und r_1 erhält man daher den aus dem Pressungsunterschiede herrührenden Arbeitsbetrag zu

$$L_1 = \varphi h \gamma_0 \omega \, tang \beta \, \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Zur Bestimmung des aus dem Trägheitswiderstande der Luft hervorgehenden Arbeitsbetrages L_2 hätte man die auf das Luftelement ∂Q entfallende Arbeit gleich

$$\partial L_2 = \partial Q \frac{w^2}{2 g \varepsilon} \gamma_0$$

zu setzen, worin ∂Q die oben gefundene Größe und w die absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade im Abstande ϱ von der Axe, also

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 c u \cos \beta$$

zu setzen wäre. Anstatt dieser sehr weitläufigen Rechnung wird man mit genügender Genauigkeit

$$L_2 = Q \gamma_0 \frac{w^2}{2 g \varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

setzen dürfen, wenn man darin unter w^2 einen Mittelwerth versteht, welcher etwa nach der Simpson'schen Regel aus den Werthen von w^2 zu finden ist, die man für den inneren, den äußeren und einen mittleren Umfang des Rades, entsprechend den Halbmessern r_1, r_2 und $\frac{1}{2}(r_1 + r_2)$ bestimmt. Der gesammte Arbeitsbetrag des Rades ausschließlich der Kraft zur Ueberwindung der Zapfenreibungen ist dann

$$L = L_1 + L_2,$$

und der Wirkungsgrad gleich

$$\eta = \frac{Q h \gamma_0}{L} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

zu setzen.

Beispiel. Ein Windradventilator soll einen äußeren Radhalbmesser $r_2 = 1,6$ m und einen mittleren Schraubenwinkel $\beta = 12^0$ erhalten, ferner sollen seine Flügel in der Projection $\frac{3}{4}$ der Kreisfläche einnehmen, also $\varphi = \frac{3}{2}\pi = 4,71$ sein. Wenn dieser Ventilator pro Minute 240 Umdrehungen macht, und die Pressungsdifferenz 30 mm Wassersäule beträgt, wie groß wird das angesaugte Windquantum und die erforderliche Betriebskraft ausfallen?

Es ist die Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = 2\pi\,\frac{240}{60} = 25,13 \text{ m},$$

daher der innere Halbmesser mindestens

$$r_1 = \frac{\sqrt{2 g \varepsilon h}}{\omega \cos\beta} = \frac{\sqrt{2 \,.\, 9,81 \,.\, 800 \,.\, 0,030}}{25,13 \,.\, 0,978} = 0,883 \text{ m}$$

zu wählen.

Es möge der innere Halbmesser gleich 1 m angenommen werden. Nun hat man

$$\frac{2 g \varepsilon h}{\omega^2 \cos^2\beta} = \frac{2 \,.\, 9,81 \,.\, 800 \,.\, 0,03}{25,13^2 \,.\, 0,978^2} = 0,883^2 = 0,780,$$

folglich ist das pro Secunde geförderte Luftquantum bei einem Durchflußcoefficienten $\mu = 0,7$ gleich

$$Q = \frac{0,7 \,.\, 4,71 \,.\, 25,13 \,.\, 0,208 \,.\, 0,978}{3}\left[\sqrt{1,6^2 - 0,780}^3 - \sqrt{1^2 - 0,780}^3\right]$$
$$= 12,71 \text{ cbm}.$$

Die von dem Ueberdrucke auf die Flügel herrührende Betriebsarbeit bestimmt sich dann zu

$$L_1 = \varphi h \gamma_0 \,\omega\, tang\,\beta\,\frac{r_2^3 - r_1^3}{3} = 4,71 \,.\, 0,03 \,.\, 1000 \,.\, 25,13 \,.\, 0,213\;\frac{1,6^3 - 1}{3}$$
$$= 756,3 \,.\, 1,032 = 780,5 \text{ mkg}.$$

Um die zur Ueberwindung der Trägheit erforderliche Arbeit zu bestimmen, hat man zunächst die Umfangsgeschwindigkeiten des Rades innen, außen und in einem mittleren Halbmesser von $\frac{1 + 1,6}{2} = 1,3$ m bezw. gleich

25,13 m, 40,21 m und 32,67 m.

Hieraus bestimmen sich die zugehörigen relativen Ausflußgeschwindigkeiten nach **der Formel** (1):

$$c = \sqrt{u^2 \cos^2 \beta - 2 g \varepsilon h}$$

zu

11,54 m, 32,8 m und 23,4 m,

und daraus die absoluten Austrittsgeschwindigkeiten

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2 u c \cos \beta$$

zu

$$w^2 = 197{,}6 \text{ innen,}$$
$$w^2 = 112{,}9 \text{ außen,}$$
$$w^2 = 119{,}5 \text{ in der Mitte.}$$

Man kann daher nach der Simpson'schen Regel den Mittelwerth von w^2 gleich

$$w^2 = \frac{197{,}6 + 4 \,.\, 119{,}5 + 112{,}9}{6} = 131{,}4$$

setzen, und erhält hiermit die Arbeit

$$L_2 = Q \gamma_0 \frac{w^2}{2 g \varepsilon} = 12{,}71 \,.\, 1000 \frac{131{,}4}{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 800} = 106{,}2 \text{ mkg.}$$

Folglich ist die ganze Betriebsarbeit

$$L = L_1 + L_2 = 780{,}5 + 106{,}2 = 886{,}7 \text{ mkg} = 11{,}82 \text{ Pferdekräfte.}$$

Da die reine Nutzleistung durch

$$Q h \gamma_0 = 12{,}71 \,.\, 0{,}030 \,.\, 1000 = 381{,}3 \text{ mkg}$$

ausgedrückt ist, so würde sich der vorstehenden Rechnung zufolge der Wirkungsgrad des Ventilators ohne Berücksichtigung der Zapfenreibungen zu

$$\eta = \frac{381{,}3}{886{,}7} = 0{,}430$$

berechnen. Durch die Zapfenreibungen wird der Wirkungsgrad in Wirklichkeit wesentlich vermindert, und man wird nicht fehl greifen, wenn man die wirklich erforderliche Betriebskraft mindestens gleich der anderthalbfachen der oben unter Vernachlässigung der Zapfenreibungen berechneten, also etwa gleich 18 Pferdekraft, annimmt, was einem totalen Wirkungsgrade von

$$\frac{381{,}3}{18 \,.\, 75} = 0{,}282$$

entspricht, in ziemlicher Uebereinstimmung mit den oben angegebenen Erfahrungsresultaten.

Schraubengebläse. Mehrere von den rotirenden Wasserhebungsmaschinen lassen sich auch zur Erzeugung von Wind oder als Luftbewegungsmaschinen anwenden, namentlich ist es die Spiralpumpe (s. §. 164), welche auch als Gebläse dienen kann. Damit diese Maschine nur Luft comprimire und das Wasser in derselben nur circulire, muß man aber der Welle AB, Fig. 862 und 863 (a. f. S.), derselben eine Neigung gegen den Horizont geben und den Behälter W, welcher die Luft und das Wasser aus der Schlange $CDEH\ldots$ aufnimmt, mit einer Röhre R zur Abführung des §. 210.

Windes versehen, sowie durch eine Oeffnung S mit dem Wasserbassin U in Communication setzen. Uebrigens taucht man die ganze Maschine so tief unter Wasser, daß die Einmündung C der Schlange bei einer Umdrehung derselben einen Halbkreis in der Luft und einen Halbkreis unter dem Wasser beschreibt, und daher auch einen halben Schraubengang Luft und einen halben Schraubengang Wasser einnimmt. Bei der fortgesetzten Umdrehung der Welle rücken die durch C eingenommenen Luft- und Wasserbögen all-

Fig. 862.

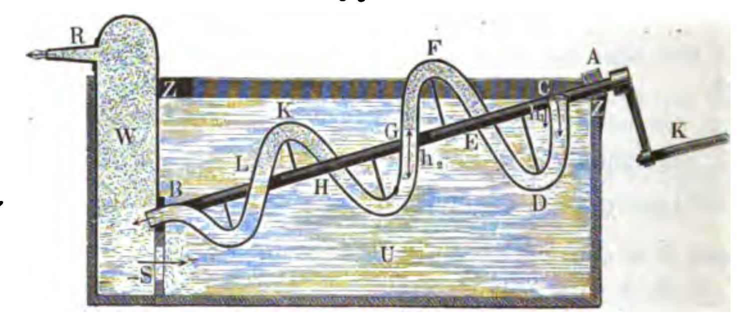
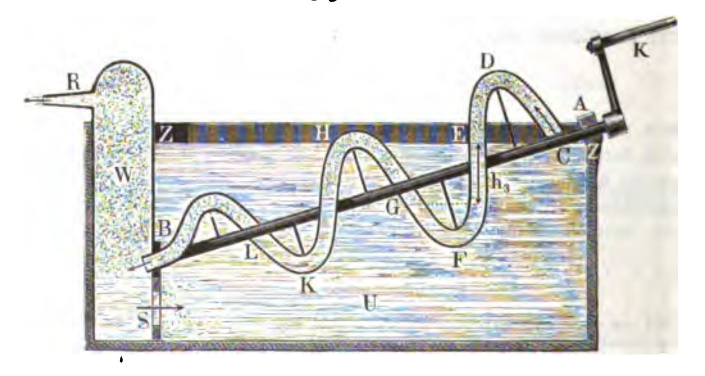


Fig. 863.



mälig an die Ausmündung B der Schlange und von da in den Windbehälter W. Bei der Stellung in Fig. 862 hat sich der erste Bogen CDE der Schlange mit Wasser gefüllt und ergießt sich bei B auch Wasser in den Behälter W; nach einer Drehung der Schraube um 180° nimmt aber diese die Stellung in Fig. 863 ein, wo der erste Bogen CDE der Schlange von Luft eingenommen und auch Luft bei B in das Windreservoir W eingedrückt wird. Der Ueberdruck des Windes in W über die Atmosphäre, gemessen durch die Höhe einer Wassersäule, ist jedenfalls die Tiefe der Ober-

fläche des Wassers im Windreservoir unter dem Wasserspiegel ZZ im Hauptbehälter U; der Ueberdruck der Luft in der Schlange ist dagegen an verschiedenen Punkten verschieden, er entspricht im Luftbogen EFG, Fig. 862, der Tiefe h_1 des Wasserspiegels E in der Schlange unter der Oberfläche ZZ, im Luftbogen HKL dem Niveauabstande h_1 zwischen C und E vermehrt um den Niveauabstand h_2 zwischen G und H; ferner im Luftbogen GH, Fig. 863, der Tiefe h_3 des Wasserspiegels G unter der Oberfläche E u. s. w.

Ein solches Spiral- oder Schraubengebläse ist zuerst von M. Cagniard-Latour *) angewendet worden, weshalb es auch den Namen die „Cagniardelle" erhalten hat. Uebrigens hat dieses Gebläse noch die eigenthümliche Einrichtung, daß hier das Windreservoir W nicht feststeht, sondern auf der Gebläsewelle sitzt und mit derselben umläuft, wobei natürlich die Liderung am Umfange B des Schlangenendes beim Eintritte in diesen Behälter ganz wegfällt. Bei der Ausführung im Großen construirt man die Cagniardelle genau wie eine Tonnenmühle (s. Fig. 576), indem man die Schlange durch gewöhnliche, um eine dicke Welle oder Spindel laufende flachgängige Schraubengewinde ersetzt. Diese Welle ist hohl und besteht aus Gußeisen, die Schraubengewinde bestehen dagegen aus Kupfer- oder Eisenblech von 3 mm Dicke und werden auch von einem cylindrischen Mantel aus Blech von derselben Stärke umgeben. Die Blechstücke, welche den Mantel und die Schraubengewinde bilden, sind sowohl unter sich als auch mit der gußeisernen Welle durch Nieten luftdicht verbunden. Der Windbehälter wird durch die Verlängerung des cylindrischen Mantels und durch einen niedrigen conischen Blechboden gebildet, welcher in der Mitte eine kreisförmige Mündung enthält. Durch die ringförmige Oeffnung, welche der Querschnitt der Welle von dieser Mündung übrig läßt, fließt das Wasser aus der Schraube in das Bassin zurück und es geht auch die Röhre, welche den Wind aus dem Windbehälter fortführt, durch diese Oeffnung hindurch. Damit das Wasser nicht in die Windleitungsröhre trete, selbst wenn das Gebläse nicht arbeitet, ist nöthig, daß diese Röhre im Innern des Windbehälters bis über den äußeren Wasserspiegel geführt sei.

Uebrigens besteht die Cagniardelle entweder aus einer oder aus mehreren z. B. vier Schrauben und jede derselben wieder aus einen, zwei oder mehreren Gängen.

Die Cagniardelle von A. Köchlin in Mühlhausen, welche in der oben citirten Schrift beschrieben und abgebildet ist, bestand aus vier Schraubengewinden, wovon jedes $1^1/_4$ mal um die Spindel lief; sie hatte einen

*) S. Bulletin de la Société d'Encouragement, Oct. 1834; auch Dingler's Polytechn. Journ. Bd. 55.

Durchmesser von 8 und eine Länge von 10 Pariser Fuß und lieferte bei fünf bis sechs Umdrehungen pro Minute 800 Cubikfuß Wind von $^1/_2$ Pfund Pressung. Die gußeiserne Welle derselben war hohl und an beiden Enden offen, so daß sie einen Theil des durch die Gänge fließenden Wassers wieder zurückführen konnte.

Ein anderes Schraubengebläse mit einem einzigen Schraubengewinde ist in Fig. 864 abgebildet. Dasselbe ist vom Herrn Oberkunstmeister Schwamkrug für die Muldener Schmelzhütte bei Freiberg construirt worden, mußte

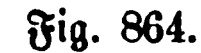
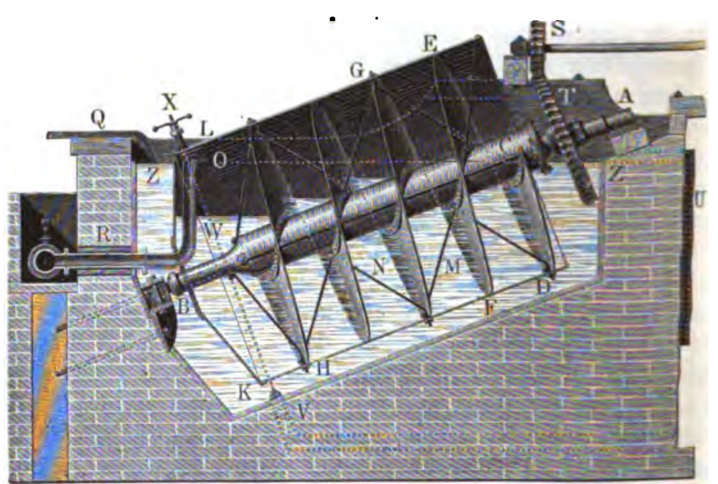


Fig. 864.

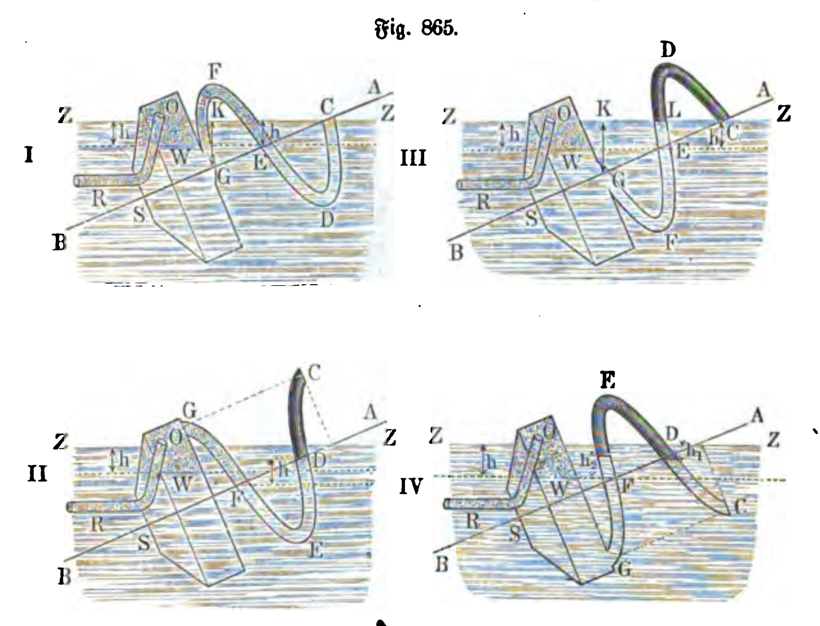


aber wegen des nachtheiligen Einflusses des durch die Hüttendämpfe angesäuerten Wassers auf das den Mantel und das Schraubengewinde bildende Eisenblech wieder abgetragen werden*). Die Welle AB dieses Gebläses war hohl und bestand aus Gußeisen; sie war ferner äußerlich 0,476 m dick, hatte eine Neigung von 20° gegen den Horizont und wurde mittelst des Räderwerkes ST durch eine Turbine in Umdrehung gesetzt. Das Blechgewinde $CDEF$ ... lief $4^1/_2$ mal um die Welle und bildete einen einzigen, $3^1/_2$ mal um die Welle laufenden Canal. Dasselbe war mit einem schmalen an die Welle angegossenen Schraubengewinde durch Schraubenbolzen sowie mit dem Mantel durch Nieten fest verbunden und erhielt durch 20 mm starke Streben, wie z. B. M und N, welche vom Mantel diagonal nach der Welle hingingen, die nöthige Steifigkeit. Der Durchmesser des Mantels $DKLE$

*) S. die allgemeine Maschinenencyclopädie von Hülße, Bd. II, Artikel „Cagniardelle".

maß 2,67 m und die Weite eines Gewindes betrug 0,70 m, so daß das Gebläse pro Umdrehung circa 1,9 cbm, und folglich bei 6 bis 7 Umdrehungen, pro Minute 11,4 bis 13,3 cbm Wind, und zwar von 0,5 bis 0,7 m Wassermanometerhöhe lieferte. Das Bassin, in welchem die Cagniardelle umlief, war aus Bruchsteinen mittelst Mörtel aus Kalk, Ziegelmehl und Sand aufgemauert, inwendig mit einer 7 cm dicken Brettwand bekleidet und mit einer dicht gerammten Lehmwand umgeben. Die Windleitungsröhre *O R* bestand

Fig. 865.



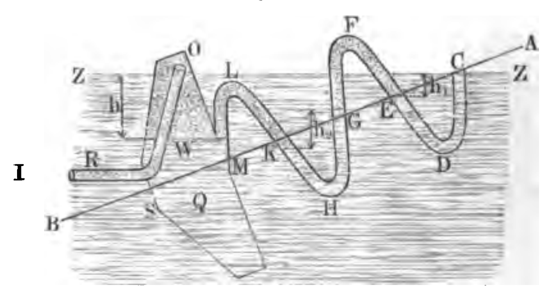
aus Eisenblech, mündete 1 dm über dem freien Wasserspiegel in den Windbehälter *W* ein und war zum Abhalten des Wassers mit einem Dache versehen. Auch war von der Windleitung *R* aus zur Ableitung des vom Winde mit fortgerissenen Wassers eine unter Wasser ausmündende Röhre angebracht. Um den Wasserstand im Bassin auf einer constanten Höhe zu erhalten, wurde demselben durch die Röhre *Q* ununterbrochen Wasser zugeführt, und das überflüssige Wasser durch den Abfall *U* abgetragen. Zum gänzlichen Ablassen des Wassers aus dem Bassin diente der Spunt *V*, welcher mittelst der Schrauben *X* gezogen werden konnte.

Die Art und Weise, wie die Luft in einer Cagniardelle nach und nach in den schraubenförmigen Canälen fortgetrieben und zusammengedrückt wird, ist aus folgenden, diese Canäle in mehreren Stellungen darstellenden Abbildungen zu ersehen. Fig. 865, I, II, III, IV führt ein aus einem einzigen

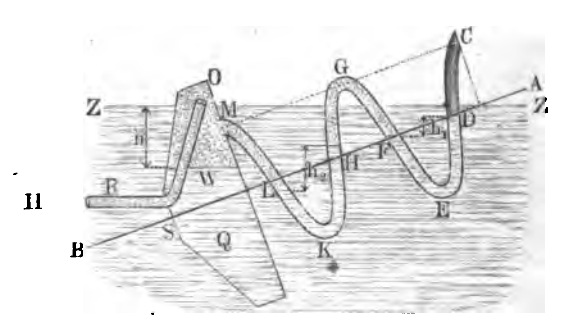
Gewinde bestehendes Schraubengebläse in vier Stellungen vor Augen. In der Stellung I, wo die Einmündung C aus dem Wasser hervortritt, ist die erste Hälfte CDE des Schraubengewindes mit Wasser, und die zweite Hälfte EFG mit Luft gefüllt. Nach einer Umdrehung der Schraube um 90^0 gelangt dieselbe in die Stellung II, wobei sich das erste Viertel CD der Schlange mit Luft angefüllt hat, und das letzte Viertel FG Luft in die Windkammer W einführt. Nach einer weiteren Drehung der Schraube um

Fig. 866.

I



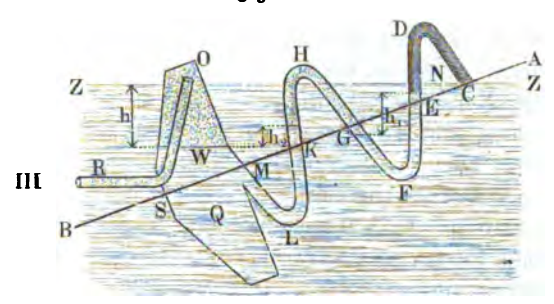
II

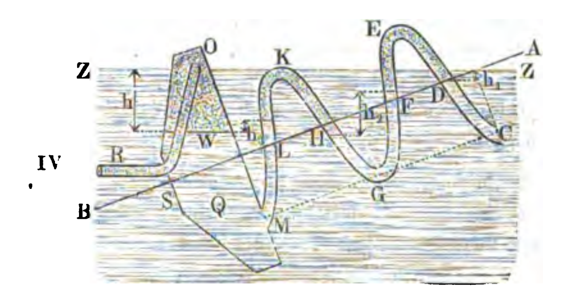


einen Quadranten nimmt dieselbe die Stellung III ein, wo die Einmündung C wieder unter das Wasser tritt, die erste Hälfte CDE der Windung fast ganz mit Luft und die zweite Hälfte derselben mit Wasser angefüllt, also die Einführung der Luft in GW beendigt ist. Hat man die Schraube wieder um einen Quadranten, also im Ganzen um drei Viertel im Kreise herumgeführt und dadurch in die Stellung IV gebracht, so ist das erste Viertel CD der Schraube wieder größtentheils mit Wasser gefüllt, und es nimmt der Luftbogen DE ungefähr die Mitte der Schraube ein. Die durch die Ausmündung G in die Windkammer GW eingeführte Luft wird durch die Röhre OR abgeführt, wogegen das durch diese Mündung eingeführte Wasser durch das Loch S am Umfange der Welle AB in das Hauptreservoir zurückfließt.

Der verticale Abstand h zwischen dem Wasserspiegel W innerhalb des Windreservoirs und dem Wasserspiegel ZZ außerhalb desselben ist gleich dem Wassermanometerstand des in OW eingeschlossenen und durch die Röhre OR fortgeführten Windes, und ist auch gleich dem Niveauabstande der Schenkel des Wasserbogens CDE in I und des Wasserbogens DEF in II, sowie gleich der Höhe der Wasseroberfläche im Schenkel DF bei der Stellung III über der Oberfläche des Wassers im Windreservoir W.

Fig. 866.





Bezeichnet a die Ganghöhe CG der Schraube und α den Neigungswinkel BCK (I) der Spindel AB gegen den Horizont ZZ, so ist bei der der Abbildung zum Grunde liegenden Construction der Cagniardelle der Niveauabstand zwischen den beiden Mündungen C und G der Schlange bei den Stellungen I und III, $GK = 2h = a \sin \alpha$, und der Manometerstand des Windes, d. i. die Tiefe des Wasserspiegels W unter ZZ, sowie die Höhe desselben über G,

$$h = \frac{1}{2} a \sin \alpha.$$

Um bei gleicher Steigung der Schraube und bei derselben Neigung α der Schraubenaxe eine größere Windpressung zu erzielen, hat man nur nöthig, die Schraube aus mehreren Gewinden bestehen zu lassen; bei den gewöhnlichen Dimensionen und Windpressungen möchten jedoch Schrauben

mit einem doppelten Gewinde, wie Fig. 866, I, II, III und IV (a. v. S.) darstellt, hinreichen. Bei der Schraubenstellung in I tritt soeben die Einmündung C über den Wasserspiegel ZZ und es sind die halben Gewinde CDE und GHK mit Wasser, die beiden anderen aber mit Luft angefüllt. Gelangt nach einer Vierteldrehung die Schraube in die Stellung II, so hat sich das erste Viertel CD des ersten Gewindes mit Luft gefüllt und es strömt die Luft aus dem Luftbogen LM in den Windraum OW der Windkammer OQ; hat die Schraube eine halbe Umdrehung gemacht und ist dadurch in die Stellung III gekommen, so tritt die Einmündung C der Schraube wieder unter das Wasser, und es wird dadurch der Luftbogen CDE abgesperrt, welcher bei fortgesetzter Drehung nach und nach bis OW gelangt, während sich der Wasserbogen KLM in WQ ergießt. Nach Dreivierteldrehung steht die Schraube wie in IV, wo sich die Einmündung C unter Wasser befindet und Wasser einnimmt, und die Ausmündung M aus dem Bogen LM in den unteren Theil der Windkammer Wasser einführt. Um die Einmündung O der Windröhre über den Wasserspiegel ZZ legen zu können, hat hier die Windkammer OQ einen größeren Durchmesser als die Schraube erhalten. Die Tiefe h des Wasserspiegels W in der Windkammer unter der freien Oberfläche ZZ des Wassers ist auch hier gleich dem Wassermanometerstande des Windes im oberen Raume OW der Windkammer und auch gleich der Summe der Niveauabstände zwischen den Oberflächen der Wasserbogen in der Schlange und zwar bei den Stellungen in I, II und III, $h = h_1 + h_2$, und bei der Stellung in IV, $h = h_1 + h_2 + h_3$.

Nach einer vollständigen Umdrehung der Schraube treten die Vorgänge wieder wie in I ein, und bei fortgesetzter Drehung wiederholen sich alle vorausgegangenen Bewegungs- und Pressungsverhältnisse.

Bei der Anordnung der Cagniardelle, welche die Abbildung (I) darstellt, ist die Axenlänge der Schraube von der Einmündung C bis zur Ausmündung M gemessen, $CM = 2a$, die verticale Projection dieses Axenstückes $= 2a \sin \alpha$ und der Wassermanometerstand des Windes:

$$h = {}^3/_4 . 2a \sin \alpha = {}^3/_2 a \sin \alpha,$$

also die Höhe des Wasserspiegels W über dem Axenende M (I und III)

$$^1/_3 h = {}^1/_2 a \sin \alpha.$$

Bei den Schraubengebläsen, wie sie in der Praxis ausgeführt worden sind, hat die Schraube EHF_1, Fig. 867, einen rectangulären Querschnitt $DEFG$, dessen Höhe ist:

$$DE = FG = r - r_1,$$

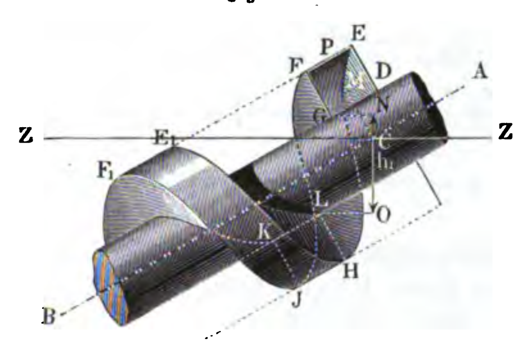
d. i. gleich der Differenz zwischen dem Halbmesser r des Mantels EHE_1

und dem Halbmesser r_1 der Spindel DLB der Schraube, und dessen Breite

$$EF = HJ = E_1 F_1 = \frac{a}{z}$$

ist, wenn a die Ganghöhe $EE_1 = FF_1$, und z die Anzahl der einzelnen Schraubengewinde auf je eine Ganghöhe bezeichnen.

Fig. 867.



Bei der abgebildeten Schraube nimmt EF ein Viertel der Ganghöhe EE_1 ein, es lassen sich also noch drei Gewinde zwischen F und E_1 anbringen, so daß dann $z = 4$ ausfällt. Der innere Raum eines ganzen Schraubengewindes EJE_1 ist nach der Guldini'schen Regel, gleich dem Querschnitte $\overline{DEFG} = \frac{(r - r_1)a}{z}$ desselben mal Projection $2\pi\,\overline{CM} = 2\pi\,\frac{r + r_1}{2}$ $= \pi\,(r + r_1)$ der die Mittelpunkte (M) der Querschnitte verbindenden Schraubenlinie in der Ebene rechtwinkelig zur Schraubenaxe AB. Wenn man daher den Wasserspiegel ZZ durch den Mittelpunkt C des von der Mitte M der Einmündung beschriebenen Kreises legt, so läßt sich das bei jeder Umdrehung der Welle von einem Schraubengewinde aufgenommene Wasservolumen annähernd

$$W_1 = {}^1/_2\,\frac{(r - r_1)a}{z}\,\pi\,(r + r_1) = \frac{\pi}{2}\,(r + r_1)\,(r - r_1)\,\frac{a}{z}$$

$$= \frac{\pi a}{2z}\,(r^2 - r_1^2)$$

setzen.

Da man aber bei der Breite $EF = \frac{a}{z}$ eines Gewindes die ganze Wasserschraube auch aus z Gewinden bestehen lassen wird, so hat man das Wasservolumen pro Umdrehung der Schraube:

$$W = z\, W_1 = \frac{\pi}{2}\,(r^2 - r_1^2)\, a.$$

Das Luftvolumen V pro Umdrehung ist wegen der Compressibilität der Luft stets etwas kleiner als das Wasservolumen W, und zwar bei einem eingängigen Gewinde, wie Fig. 865, annähernd um das Prisma EL (III) von dem Inhalte $(r - r_1)\,\frac{a}{z}\,h\, cos\, \alpha$, so daß

$$V = z\left(\frac{\pi}{2}\,(r^2 - r_1^2)\,\frac{a}{z} - (r - r_1)\,\frac{a}{z}\,h\, cos\, \alpha\right)$$

$$= \left(\pi\,\frac{r + r_1}{2} - h\, cos\, \alpha\right)(r - r_1)\, a$$

$$= \left[\pi\,\frac{r + r_1}{2} - {}^1/_4\, a\, sin\, 2\,\alpha\right](r - r_1)\, a$$

folgt.

Bei einem zweigängigen Gewinde, wie Fig. 866 darstellt, ist das Luftvolumen um ein Prisma EN (III) kleiner als das Wasservolumen, dessen senkrechte Höhe x aus den Gleichungen

$$h_1 = 2\,x + {}^1/_2\, a\, sin\, \alpha,$$

$$h_2 = 2\,x$$

und

$$h_1 + h_2 = h = {}^3/_2\, a\, sin\, \alpha$$

folgt.

Es ist hiernach $x = {}^1/_4\, a\, sin\, \alpha = {}^1/_6\, h$ und daher das Luftvolumen pro Umdrehung:

$$V = z\left(\frac{\pi}{2}\,(r^2 - r_1^2)\,\frac{a}{z} - (r - r_1)\,\frac{a}{z}\,\frac{h}{6}\, cos\, \alpha\right)$$

$$= \left[\pi\,\frac{r + r_1}{2} - {}^1/_6\, h\, cos\, \alpha\right](r - r_1)\, a$$

$$= \left[\pi\,\frac{r + r_1}{2} - {}^1/_8\, a\, sin\, 2\,\alpha\right](r - r_1)\, a.$$

Macht die Cagniardelle pro Minute n Umdrehungen, so ist das von derselben geförderte Windquantum pro Secunde, im ersten Falle:

$$Q = \frac{n\, V}{60} = \frac{n\, a}{60}\,(r - r_1)\left[\pi\,\frac{r + r_1}{2} - {}^1/_4\, a\, sin\, 2\,\alpha\right]$$

und im zweiten:

$$Q = \frac{n\, a}{60}\,(r - r_1)\left[\pi\,\frac{r + r_1}{2} - {}^1/_8\, a\, sin\, 2\, a\right].$$

Die durchfließende Wassermenge pro Secunde ist dagegen in beiden Fällen

$$Q_1 = \frac{\pi n a}{120}(r^2 - r_1^2).$$

Die mechanische Arbeit, welche der Umtrieb dieses Gebläses erfordert, wird, wenn man von allen Nebenhindernissen absieht, mittelst der bekannten Formel

$$L = \left[1 - 0{,}3521\,\frac{h}{b} + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma$$

bestimmt.

Durch die Reibung des Wassers in der Schlange und am äußeren Umfange des Mantels, sowie durch den Widerstand, welchen das Wasser bei seinem Eintritte in die Windkammer und bei seinem Durchgange durch die Ausmündung derselben zu überwinden hat, wird dieser Arbeitsaufwand noch etwas vergrößert. Auch erfordert die Reibung an den Umfängen der beiden Wellenzapfen und an der Grundfläche des unteren Zapfens noch einen ansehnlichen Arbeitsaufwand, wiewohl der Zapfendruck durch den Auftrieb des Wassers vermindert wird.

Bezeichnet c die Geschwindigkeit, mit welcher sich das Wasser in der Schlange fortbewegt, und c_1 die Geschwindigkeit, mit welcher es durch die ringförmige Oeffnung S in das Bassin zurückfließt, ferner l die Länge, d die mittlere Weite eines Schraubengewindes und Q_1 die pro Secunde durch das ganze Gebläse fließende Wassermenge, so hat man bekannten Regeln der Hydraulik zufolge, die auf die Ueberwindung der hydraulischen Nebenhindernisse zu verwendende mechanische Arbeit:

$$L_1 = \left[\left(1 + \zeta\,\frac{l}{d}\right)\frac{c^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g}\right] Q_1 \gamma.$$

Ist endlich G das ganze Gewicht der Schraube, A der Auftrieb oder das Gewicht des von der Trommel verdrängten Wassers, v die Umfangsgeschwindigkeit derselben, ϱ der Halbmesser des oberen und ϱ_1 der des unteren Wellenzapfens, so hat man noch die von der Zapfenreibung in Anspruch genommene Arbeit:

$$L_2 = \varphi\,\frac{\varrho + \varrho_1}{2r}\,v\,(G - A)\cos\alpha + {}^2/_3\,\varphi\,\frac{\varrho_1}{r}\,v\,(G - A)\sin\alpha$$

$$= \left(\frac{\varrho + \varrho_1}{2r}\cos\alpha + {}^2/_3\,\frac{\varrho_1}{r}\sin\alpha\right)\varphi\,(G - A)\,v.$$

Bezeichnet β den Steigwinkel der Schraube in Hinsicht auf die Umdrehungsebene derselben, so ist der Querschnitt des Schraubengewindes:

$$F_1 = (r - r_1)\,\frac{a}{z}\cos\beta,$$

und daher

$$c = \frac{Q + Q_1}{z F_1} = \frac{Q + Q_1}{(r - r_1)\, a \cos \beta}.$$

Ist ferner r_2 der Halbmesser der unteren Trommelmündung und r_3 der der Welle an der Stelle, wo dieselbe durch diese Mündung hindurchgeht, sowie r_4 derjenige der durch eben diese Mündung gehenden Windableitungsröhre, so hat man den Querschnitt der Abflußmündung S:

$$F_2 = \pi\, (r_2^2 - r_3^2 - r_4^2),$$

und daher

$$v_1 = \frac{Q_1}{F_2} = \frac{Q_1}{\pi\, (r_2^2 - r_3^2 - r_4^2)}.$$

Ferner ist die Länge eines Schraubengewindes, wenn dasselbe aus ν Gängen besteht:

$$l = \nu\, \frac{r + r_1}{2}\, \frac{2\pi}{\cos \beta} = \nu \pi\, \frac{r + r_1}{\cos \beta},$$

und die mittlere Weite desselben

$$d = \frac{4 F_1}{p_1} = \frac{4\, (r - r_1)\, a \cos \beta}{2\, [z\, (r - r_1) + a \cos \beta]} = \frac{2\, (r - r_1)\, a \cos \beta}{z\, (r - r_1) + a \cos \beta}.$$

Was endlich noch den Auftrieb anlangt, so ist dieser gleich dem Gewichte des von der Trommel und der in ihr enthaltenen Luft verdrängten Wassers.

Uebrigens ist die Cagniardelle eines der vollkommensten Gebläse, da sie weder Ventile noch eine Liderung nöthig und deshalb nur unbedeutende Nebenhindernisse zu überwinden und keine Windverluste hat. Dagegen macht man diesen Gebläsen den Vorwurf, daß sie feuchten, dem Schmelzprocesse nicht zuträglichen Wind liefern. Auch ist die Herstellung und dauernde Erhaltung im dichten Zustande schwierig. Aus diesen Gründen, und weil die erreichbare Windpressung nur eine geringe, für viele metallurgische Zwecke nicht genügende ist, haben die Cagniardellen verhältnißmäßig nur selten Anwendung gefunden.

Beispiel. Eine Cagniardelle soll ein Windquantum $Q = 0{,}3$ cbm pro Secunde von der Pressung $h = 0{,}6$ m Wassersäule liefern, welche Dimensionen sind derselben zu geben, und welchen Arbeitsaufwand wird ihr Umtrieb erfordern? Geben wir der Schraubenaxe eine Neigung von 20° gegen den Horizont, und setzen wir die ganze Schraube aus drei Gewinden von je zwei Gängen oder Umläufen zusammen, so muß dieselbe die Ganghöhe

$$a = \frac{2h}{3 \sin \alpha} = \frac{1{,}2}{3 \sin 20^0} = \frac{0{,}4}{0{,}342} = 1{,}17 \backsim 1{,}2 \text{ m}$$

erhalten.

Es ist folglich die Länge der Schraube ohne die Windkammer, $2a = 2{,}4$ m. Geben wir ferner der Schraube den mittleren Halbmesser $\frac{r + r_1}{2} = 0{,}8$ m und

lassen wir dieselbe pro Minute sechs Mal umlaufen, so erhalten wir die nöthige Höhe eines Gewindes:

$$r - r_1 = \frac{60\,Q}{n\,a\left[\pi\,\frac{r + r_1}{2} - \frac{1}{8}\,a\,sin\,2\,\alpha\right]} = \frac{60\,.\,0,3}{6\,.\,1,2\,(3,14\,.\,0,8 - \frac{1}{8}\,1,2\,.\,0,643}$$

$$= \frac{18}{7,2\,.\,2,417} = 1,035.$$

Da aber $r + r_1 = 1,6$ m ist, so folgt der Halbmesser des Schraubenmantels:

$$r = \frac{1,6 + 1,035}{2} = 1,318\,\text{m},$$

und der der Spindel:

$$r_1 = \frac{1,6 - 1,035}{2} = 0,283\,\text{m}.$$

Hiernach steht der Wasserspiegel in der Windkammer um

$$\frac{a}{2}\,sin\,20^0 = 0,6\,.\,0,342 = 0,205\,\text{m}$$

über der Wellenaxe und um

$$r\,cos\,20^0 - 2\,a\,sin\,20^0 = 1,318\,.\,0,940 - 2,4\,.\,0,342 = 1,239 - 0,821 = 0,418\,\text{m}$$

unter dem Mantel, und es ist daher noch Raum genug vorhanden, um die Einmündung der Windröhre genügend hoch über den freien Wasserspiegel legen zu können. Die theoretische Leistung dieses Gebläses ist, bei 0,750 m Barometerstand:

$$L = \left[1 - 0,3521\,\frac{0,6}{0,750\,.\,13,6} + 0,2\left(\frac{0,6}{0,750\,.\,13,6}\right)^2\right]0,3\,.\,0,6\,.\,1000$$

$$= (1 - 0,0207 - 0,0007)\,180 = 176,1\,\text{mkg} = 2,35\ \text{Pferdekräfte}.$$

Bei der Ganghöhe $a = 1,2$ m und dem mittleren Schraubenhalbmesser $\frac{r + r_1}{2} = 0,8$ m ist für den Steigwinkel der Schraubenaxe:

$$tang\,\beta = \frac{a}{\pi\,(r + r_1)} = \frac{1,2}{3,14\,.\,1,6} = 0,2385,$$

daher dieser Winkel selbst:

$$\beta = 13^0\,25'.$$

Nun folgt der Querschnitt aller drei Schraubengewinde:

$$z\,F_1 = 3\,F_1 = (r - r_1)\,a\,cos\,\beta = 1,035\,.\,1,2\,.\,0,973 = 1,208\,\text{qm}.$$

Die Wassermenge, welche pro Secunde durch diese Cagniardelle durchströmt, ist:

$$Q_1 = \frac{\pi\,n\,a}{120}\,(r^2 - r_1^2) = \frac{3,14}{20}\,1,2\,(1,318^2 - 0,283^2) \approx 0,1884\,.\,1,657$$

$$= 0,312\,\text{cbm},$$

folglich die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Luft und das Wasser durch die Schraubengänge strömt:

$$c = \frac{Q + Q_1}{z\,F_1} = \frac{0,612}{1,208} = 0,507$$



Die dieser Geschwindigkeit zugehörige Höhe ist

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{0{,}507^2}{2\,.\,9{,}81} = 0{,}0134 \text{ m}.$$

Giebt man der Ausmündung des Schraubenmantels den Halbmesser $r_2 = 0{,}4$ m, und der Spindel an der Stelle der Ausmündung den Halbmesser $r_3 = 0{,}1$ m, so erhält man den Querschnitt der ringförmigen Abflußmündung:

$$F_2 = \pi\,(r_2^2 - r_3^2) = 3{,}14\,(0{,}16 - 0{,}01) = 0{,}471 \text{ qm}.$$

Erhält nun noch die Windableitungsröhre den äußeren Querschnitt $F_3 = 0{,}1$ qm, so folgt der Querschnitt der Mündung zum Ausfließen des Wassers aus dem Mantel:

$$F_2 - F_3 = 0{,}371 \text{ qm},$$

daher die Abflußgeschwindigkeit:

$$c_1 = \frac{Q_1}{F_2 - F_3} = \frac{0{,}312}{0{,}371} = 0{,}841 \text{ m},$$

und die entsprechende Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{0{,}841^2}{2\,.\,9{,}81} = 0{,}036 \text{ m}.$$

Noch ist die Axenlänge eines Schraubengewindes:

$$l = \frac{\nu\pi\,(r + r_1)}{\cos\beta} = \frac{2\,.\,3{,}14\,.\,1{,}6}{0{,}973} = 10{,}332 \text{ m},$$

und die mittlere Weite desselben:

$$d = \frac{2\,(r - r_1)\,a\cos\beta}{z\,(r - r_1) + a\cos\beta} = \frac{2\,.\,1{,}035\,.\,1{,}2\,.\,0{,}973}{3\,.\,1{,}035 + 1{,}2\,.\,0{,}973} = \frac{2{,}417}{4{,}272} = 0{,}565 \text{ m}.$$

Nun folgt, wenn man noch den Reibungscoefficienten des Wassers $\zeta = 0{,}0272$ setzt, der Arbeitsaufwand, welchen die Ueberwindung der hydraulischen Nebenhindernisse erfordert:

$$L_1 = \left[\left(1 + \zeta\,\frac{l}{d}\right)\frac{c^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g}\right] Q_1\gamma$$

$$= \left[\left(1 + 0{,}0272\,\frac{10{,}332}{0{,}565}\right) 0{,}0134 + 0{,}036\right] 0{,}312\,.\,1000 = 0{,}056\,.\,312$$

$$= 17{,}5 \text{ mkg}.$$

Hiernach ist die erforderliche Leistung dieses Gebläses ohne Rücksicht auf die Zapfenreibung:

$$L + L_1 = 176{,}1 + 17{,}5 = 193{,}6 \text{ mkg}.$$

Setzt man das Gewicht der Trommel nach Abzug des Auftriebes zu 2000 kg, giebt dem oberen Zapfen einen Halbmesser $\varrho = 75$ mm, dem unteren einen solchen $\varrho_1 = 25$ mm und nimmt einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}075$ an, so erhält man die Arbeit der Zapfenreibung:

$$L_2 = \left(\frac{\varrho + \varrho_1}{2}\cos\alpha + \frac{2}{3}\,\varrho_1\sin\alpha\right)\varphi\,(G - A)\,\frac{n}{60}\,2\pi$$

$$= \left(\frac{0{,}100}{2}\,0{,}973 + \frac{2}{3}\,0{,}025\,.\,0{,}232\right) 0{,}075\,.\,2000\,\frac{6}{60}\,2\,.\,3{,}14$$

$$= 0{,}0524\,.\,150\,.\,0{,}628 = 4{,}936 \text{ mkg}.$$

Daher ist die gesammte Arbeit:

$$L + L_1 + L_2 = 193,6 + 4,94 = 198,54 \text{ mkg} = 2,65 \text{ Pferdekräfte},$$

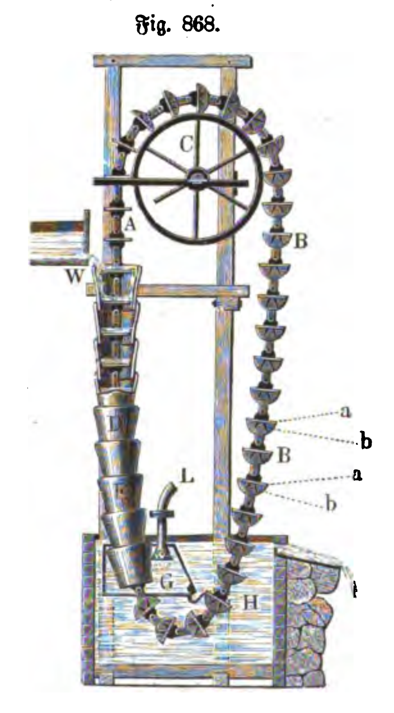
und der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta = \frac{L}{L + L_1 + L_2} = \frac{176,1}{198,5} = 0,887.$$

Anmerkung. Die Schöpfradgebläse, siehe v. Hauer, die Hüttenwesensmaschinen, wirken ähnlich wie die Schraubengebläse. Ueber Lüders' Schöpfradgebläse siehe Dingler's polytechn. Journal Bd. 128, 1853, und über Stecker's rotirendes Gebläse: Polytechn. Centralblatt, 7. Jahrgang, Bd. 2, 1841. Ein einfaches Schöpfradgebläse von F. Rischner, welches auf der baierischen Eisenhütte Hammerau angewendet ist, wird beschrieben in den Annales des Mines, T. VI, Série IV, 1844.

§. 211. **Kettengebläse.** Das Ketten- oder Paternostergebläse ist im Wesentlichen von der Noria oder dem Kolbenrade (s. Band II), sowie von einem Paternosterwerke (s. §. 123) nicht verschieden. Das erste Kettengebläse ist vom Herrn Oberberginspector Henschel und zwar für einige hessische Hütten und den Frischfeuerbetrieb am Silbern-Aal bei Clausthal construirt worden*). Die Kette ohne Ende, aus welcher dieses Gebläse besteht, hängt an einem eisernen Leitrade C, Fig. 868, und zieht sich durch eine eiserne, aus kürzeren Stücken zusammengesetzte Röhre DE, welche von oben mit Wasser gespeist wird und unten in dem Windbehälter G ausmündet. Die Scheiben oder Teller, wodurch die Zellen im Innern der Röhre gebildet werden, bestehen aus je zwei halbkreisförmigen Blechklappen b, und je einem eisernen Ringe a, welcher durch Rippen fest mit der Kette AHB verbunden ist. Diese Klappen legen sich auf der Seite, wo die

Fig. 868.



*) S. Studien des Göttingenschen Vereins bergmännischer Freunde, Bd. I, 1824, auch Karsten's Metallurgie, Bd. III, sowie Prechtl's Encyclopädie, Bd. VI, Art. Gebläse.

Kette niedergeht, auf ihre Ringe auf und hängen dagegen auf der Seite, wo die Kette aufsteigt, herab. Das bei W einfallende Aufschlagwasser füllt die Zellen innerhalb der Röhre zum Theil mit Wasser, welches durch sein Gewicht die Scheiben, wodurch diese Zellen gebildet werden, niederdrückt und dadurch die ganze Kette in einer stetigen Bewegung erhält.

Die Luft, welche oben mit dem Wasser zugleich in die Röhre eintritt, gelangt am unteren Ende der Röhre DE in den bodenlosen Windkasten G und von da durch die Windleitung GL nach dem Feuerraume oder dem Punkte des Bedarfs, wogegen das Aufschlagwasser beim Austritte aus der Röhre in den Behälter H fließt. Durch ein an der Abflußmündung angebrachtes Schutzbrett läßt sich das Wasser in dem Behälter aufstauen und dem in G abgesperrten Winde die erforderliche Pressung geben. Die Höhe des freien Wasserspiegels im Behälter über der Oberfläche des Wassers im Windkasten ist zugleich der Wassermanometerstand h des erzeugten Windes.

Bezeichnet Q das Aufschlagwasserquantum pro Secunde, h das Gefälle, Q_1 die erzeugte Windmenge pro Secunde, h_1 die durch die Höhe einer Wassersäule gemessene Windpressung und η den Wirkungsgrad des ganzen Kettengebläses, so hat man die Gleichung:

$$\eta Q h = Q_1 h_1,$$

und es ist daher

$$Q = \frac{Q_1 h_1}{\eta h}.$$

Soll sich die Kette mit der Geschwindigkeit v bewegen, so ist die erforderliche Wasserkraft

$$P = \frac{Q h \gamma}{v} = \frac{Q_1 h_1 \gamma}{\eta v}.$$

Dieselbe ist aber auch gleich dem Gewichte des Wassers innerhalb der Röhre, und zwar

$$P = z s F \gamma,$$

wenn F den Querschnitt der Röhre, s die Höhe der Wasserschicht in jeder Zelle und z die Anzahl der Zellen oder Wasserschichten innerhalb der Röhre bezeichnet. Es folgt daher:

$$F = \frac{P}{z s \gamma} = \frac{Q h}{z s v} = \frac{Q_1 h_1}{\eta z s v}.$$

Noch ist $\frac{h}{z} = s + s_1$, und $\frac{s_1}{s} = \frac{Q_1}{Q} = \frac{\eta h}{h_1}$, wenn s_1 die Höhe der Luftschicht innerhalb einer Zelle bedeutet, daher folgt:

$$\frac{h}{z} = s + s_1 = \frac{s(\eta h + h_1)}{h_1},$$

sowie

$$z s = \frac{h h_1}{\eta h + h_1},$$

und der gesuchte Röhrenquerschnitt:

$$F = \frac{Q}{v} \frac{\eta h + h_1}{h_1} = \frac{Q_1}{v} \frac{\eta h + h_1}{\eta h}.$$

Die Geschwindigkeit der Kette bestimmt sich aus der Umdrehungszahl n des Leitrades C und aus dem Abstande r der Kettenaxe von der Radaxe mittelst der bekannten Formel

$$v = \frac{\pi n r}{30}.$$

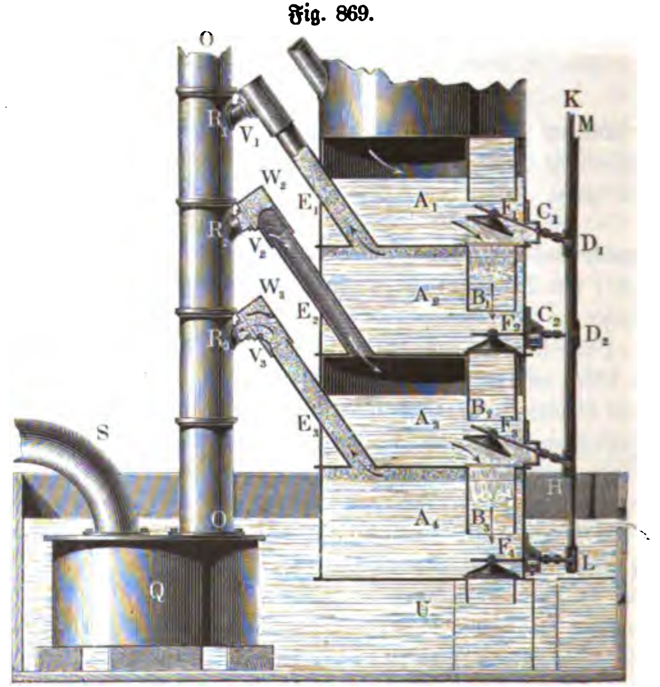
Die häufigen Reparaturen und größeren Unterhaltungskosten sind jedenfalls wesentliche Ursachen, weshalb diese Gebläse keine größere Anwendung gefunden haben.

Wassersäulengebläse. Von eigenthümlicher Wirkung ist auch das §. 212. Henschel'sche Wassersäulengebläse, welches auf der Eisenhütte zu Veckerhagen in Kurhessen angewendet und in einer besonderen unter dem Titel „Henschel's Wassersäulengebläse" u. s. w. von J. C. Pfort, Berlin 1833, erschienenen Schrift beschrieben ist.

Dieses Gebläse besteht aus einer Anzahl gußeiserner Gefäße, welche in einer senkrechten Säule über einander gestellt sind und durch oben zufließendes Wasser abwechselnd mit Wasser angefüllt werden, wobei die eingeschlossene Luft comprimirt und zum Eintritte in die Windleitung genöthigt wird. In Fig. 869 (a. f. S.) ist der senkrechte Durchschnitt von dem unteren Theile dieses Gebläses abgebildet. Die Gefäße $A_1, A_2 \ldots$ stehen mit einander in Verbindung durch die Röhren $B_1, B_2 \ldots$, deren Einmündungen durch die Ventile $F_1, F_2 \ldots$ verschließbar sind. Letztere hängen an doppelarmigen Hebeln $F_1 C_1 D_1$, $F_2 C_2 D_2 \ldots$, deren Enden $D_1, D_2 \ldots$ abwechselnd an einer der Stangen HK und LM befestigt sind. Diese Stangen werden durch eine kleine einfachwirkende Wassersäulenmaschine und ein Gegengewicht abwechselnd auf- und niederbewegt, und die Steuerung dieser Hülfsmaschine wird durch einen Schwimmer in Verbindung mit einem Gegengewichte hervorgebracht. Während bei geöffnetem Ventile F_3 das Wasser aus einem Gefäße A_3 in das andere Gefäß A_4 fließt, eröffnet sich das Saugventil V_2 und es strömt in der Röhre E_2 atmosphärische Luft nach, welche den frei werdenden Raum in A_3 ausfüllt. Die Luft in A_4, welche durch das bei B_3 zufließende Wasser zusammengedrückt wird, stößt das Blaseventil W_3 auf und strömt durch die Knieröhre $E_3 R_3$ in die nach dem Windregulator Q führende Windleitung OO. Bei der umgekehrten

Stangenstellung findet natürlich auch ein umgekehrtes Einsaugen und Ausblasen der Luft statt; während in der gezeichneten Stellung die Gefäße A_1 und A_3 Luft eingesaugt, und die Gefäße A_2 und A_4 solche ausgeblasen haben, wird bei der umgekehrten Stangenstellung, wo die Ventile F_1 und F_3 geschlossen, dagegen die Ventile F_2 und F_4 geöffnet sind, Luft in die Gefäße A_2 und A_4 ein- und aus den Gefäßen A_1 und A_3 ausströmen. Nachdem das Wasser alle Gefäße durchlaufen hat, strömt es bei geöffnetem Ventile F_4 in das Unterwasser U. Die specielle Einrichtung dieses ziemlich com-

Fig. 869.

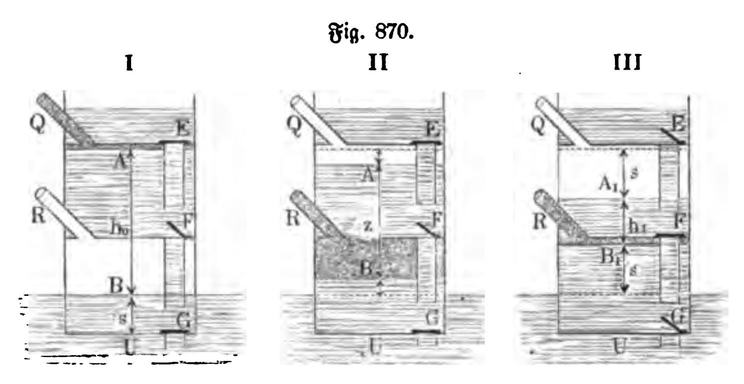


plicirten Gebläses ist in der oben citirten Monographie von Pfort beschrieben.

Der Gang und die Wirkungsweise des Wassersäulengebläses sind aus den Abbildungen I, II und III von Fig. 870 zu ersehen. In I ist das Ventil F eröffnet, dagegen sind die benachbarten Ventile E und G geschlossen; der obere Raum des Behälters B ist mit Luft von der äußeren Dichtigkeit erfüllt, während im Behälter A eine kleine Menge Wind von der inneren Pressung zurück geblieben ist. Kurz nach Eröffnung von F geht jedoch die letztere in die äußere Pressung über und es öffnet sich das Saugventil in der Röhre Q; das Wasser strömt daher anfangs mit einer Geschwindigkeit

von A nach B, welche dem Abstande h_0 der Wasserspiegel in A und B als Druckhöhe zukommt. Diese Geschwindigkeit wird allmälig kleiner, da nicht allein die Druckhöhe $AB = z$ (II) allmälig abnimmt, sondern auch die Pressung der Luft in B wächst, bis sie die der Luft im Regulator angenommen hat, und der Ausfluß von Luft durch R beginnt. Endlich hört der Ausfluß des Wassers aus A in B und das Fortströmen der Luft aus B nach dem Regulator ganz auf, wenn, wie in III, der Abstand zwischen den beiden Wasserspiegeln dem Wassermanometerstande des Windes im Regulator

Fig. 870.



gleich geworden ist. Nach Eintritt dieses Gleichgewichtszustandes verschließt man das Ventil F und eröffnet die Ventile E und G, worauf nun aus dem Behälter A durch die Röhre Q Wind in den Regulator gedrückt und Wasser aus B in das Unterwasser U abgelassen wird.

Bezeichnet a die Höhe eines Behälters wie $A, B \ldots$, und s die Höhe der jedesmal aus demselben abgelassenen Wasserschicht, so hat man die Druckhöhe am Anfange des Ausflusses (I):

$$AB = h_0 = a + s,$$

und die am Ende desselben (III):

$$A_1 B_1 = h_1 = h_0 - 2s = a - s.$$

Umgekehrt ist die für eine gegebene Manometerhöhe h_1 nöthige Gefäßhöhe:

$$a = h_1 + s.$$

Bezeichnet ferner F den Querschnitt eines Gefäßes, so ist das Wasserquantum und Luftvolumen, welches nach jeder Umsteuerung ausfließt und einströmt:

$$V = Fs,$$

und ist noch z die Anzahl der Gefäße, sowie n die Anzahl der Spiele oder

Ausgüsse eines Gefäßes pro Minute, so hat man das pro Secunde geförderte Luftquantum, unter dem äußeren Drucke gemessen:

$$Q_1 = \frac{n}{60} z V = \frac{n z}{60} F s,$$

sowie die pro Secunde verbrauchte Aufschlagwassermenge:

$$Q = \frac{n}{60} V = \frac{n}{60} F s = \frac{Q_1}{z}.$$

Das ganze Gefälle der Maschine ist $h = z a$ und daher die Totalleistung derselben, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

$$L_0 = Q h \gamma = z a Q \gamma.$$

Da sich die Nutzleistung $L = Q_1 h_1 \gamma$ setzen läßt, so folgt der theoretische Wirkungsgrad dieser Gebläsemaschine:

$$\eta = \frac{L}{L_0} = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = z \frac{h_1}{z a} = \frac{h_1}{a} = \frac{a - s}{a} = 1 - \frac{s}{a}.$$

Es nähert sich also der Wirkungsgrad eines solchen Gebläses der Einheit um so mehr, je kleiner die Höhe s der Luft- und Wasserschicht ist, welche bei je einer Ventileröffnung zu- und abfließt. Für

$$s = \frac{a}{4} \text{ ist } \eta = {}^3/_4$$

und für

$$s = \frac{a}{2} \text{ ist } \eta = {}^1/_2.$$

Um einen vortheilhaften Effect zu erzielen, wird man s höchstens $^1/_3 h_1$ und daher die Gefäßhöhe $a = {}^4/_3 h_1$ machen müssen, wobei dann $\eta = {}^3/_4$ ausfällt. Uebrigens ist es zur besseren Einführung der Luft nöthig, die Gefäße nicht ganz mit Wasser anzufüllen, und den höchsten Wasserspiegel noch ungefähr 25 mm vom Gefäßdeckel abstehen zu lassen.

Bei dem Wassersäulengebläse in Beckerhagen ist die Windpressung $h_1 = 0{,}628$ m, das Gefälle $h = 8{,}8$ m, die Anzahl der Behälter $z = 8$, folglich die Höhe eines einzelnen:

$$a = \frac{h}{z} = \frac{8{,}8}{8} = 1{,}1 \text{ m},$$

daher die Höhe der zu- und abfließenden Luft- und Wasserschicht:

$$s = a - h_1 = 0{,}472 \text{ m},$$

und der theoretische Wirkungsgrad:

$$\eta = 1 - \frac{0{,}472}{1{,}1} = 0{,}57.$$

Ferner ist der Querschnitt der Behälter $F = 2{,}784$ qm, und die Anzahl der Füllungen eines Behälters pro Minute $n = 2{,}5$; folglich die Aufschlagwassermenge pro Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} F s = \frac{2{,}5}{60} \,.\, 2{,}784 \,.\, 0{,}472 = 0{,}0547 \text{ cbm},$$

die geförderte Windmenge pro Secunde:

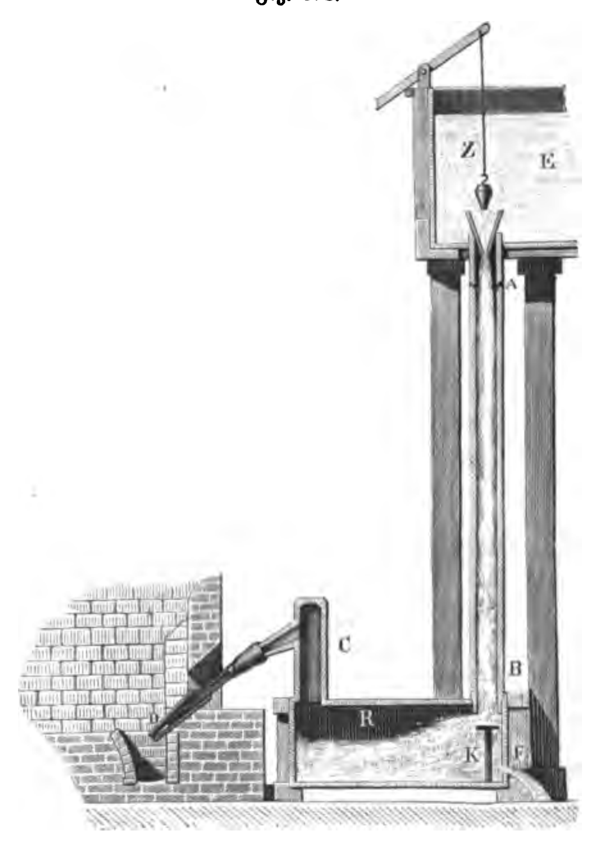
$$Q_1 = z\, Q = 8 \,.\, 0{,}0547 = 0{,}437 \text{ cbm},$$

und der theoretische Arbeitsaufwand zum Betriebe dieses Gebläses:

$$L_0 = Q h \gamma = 54{,}7 \,.\, 8{,}8 = 481{,}4 \text{ mkg} = 6{,}4 \text{ Pferdekräfte}.$$

Wassertrommelgebläse. Das Wassertrommelgebläse ist jedenfalls die einfachste aller Gebläse- und Wettermaschinen, da hier die Luft unmittelbar durch das Wasser fortbewegt wird und folglich kein einziger beweg- §. 213.

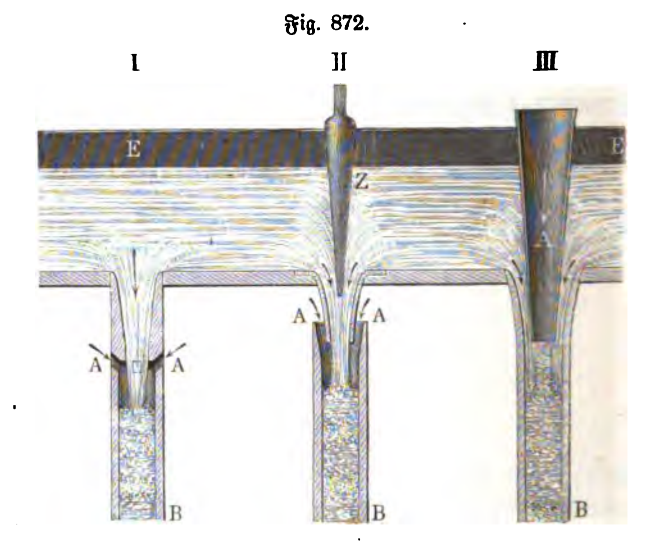
Fig. 871.



licher Maschinentheil nöthig ist. Dasselbe ist dem besonderen Pumpensysteme der Saugstrahlpumpen beizuzählen, bei welchem ein Fluidum durch einen Luft-, Dampf- oder Wasserstrahl angesaugt, d. i. in Folge des äußeren Ueberdruckes über den des Fluidums, welches den Strahl bildet, durch Seitenmündungen in eine Röhre hineingedrückt und darin weiter fortgeführt wird (s. §. 163, besonders aber die Experimentalhydraulik, §. 37, „Die Versuche über den positiven und negativen Wasserdruck").

Das gewöhnliche Wassertrommelgebläse besteht in einer aufrechtstehenden, mindestens 4 m langen Röhre AB, Fig. 871 (a. v. S.), welche aus einem Reservoir oder Einfallkasten E mit Wasser gespeist wird, und durch Seiten-

Fig. 872.



mündungen AA Luft ansaugt, die von dem niederfallenden Wasser mit fortgerissen und in einem Kasten, der sogenannten Trommel R, aufgefangen wird. Während das niedergefallene Wasser durch ein Loch F nahe am Boden dieses Kastens abfließt, wird die aufgefangene Luft durch eine Windröhre CD nach dem Ofen D oder einem anderen Punkte des Bedarfes geführt. Die Einfallröhren bestehen entweder in ausgepichten hölzernen Lutten oder in ausgebohrten Holzröhren, oder auch in gußeisernen Röhren; sie haben eine Weite von 15 bis 25 cm und eine Länge von 4 bis 8 m. Der Trichter, durch welchen das Wasser in die Einfallröhre geführt wird, hat bei einer 0,8 bis 1,6 m unter dem Oberwasserspiegel befindlichen Ausmündung circa $^5/_8$ mal so viel Weite als die Einfallröhre, es ist folglich der Querschnitt des in diese Röhre eintretenden Wasserstromes $(^5/_8)^2 = {}^{25}/_{64}$, d. i. circa 0,4 von dem Querschnitte dieser Röhre. Damit sich die Luft

beim Niedersinken in der Röhre vom Wasser nicht trenne, sondern mit demselben bis zum Eintritte in die Trommel vermengt bleibe, macht man auch wohl die Einfallröhre unten um $^1/_5$ ihrer Weite enger als oben. Die drei oder vier Luftlöcher *A*, *A*, Fig. 872 (I), durch welche die Luft unmittelbar unter dem Trichterhalse in die Röhre eingesaugt wird, haben innen eine Weite von circa 8 cm, laufen schräg abfallend von außen nach innen, und sind außen etwas erweitert. Statt derselben kann man auch eine einzige ringförmige Oeffnung *AA* (II) anwenden, indem man den Trichter in das offene Ende der Einfallröhre eintreten läßt. Auch kann man zur Regulirung der Aufschlagwassermenge einen conischen Zapfen *Z* in den Trichter hineinschieben. Endlich führt man auch wohl die Luft durch eine conische Röhre *A* (III) ein, welche die Mitte des Trichters einnimmt und über dem Oberwasserspiegel hervorragt.

Man läßt das Wasser bei seinem Eintritte in die Trommel auf eine Bank oder einen durchlöcherten Tisch *K* aufschlagen, nicht allein um es zu beruhigen, sondern auch um ihm die absorbirte Luft zu entziehen. Nach Bunsen soll letztere jedoch noch nicht 2 Proc. des Wasservolumens betragen. Die Trommel besteht entweder in einem gewöhnlichen Holzbottich oder in einem gußeisernen Kasten oder cylindrischem Gefäße. Auf je eine Einfallröhre erhält die Trommel einen Fassungsraum von 0,6 bis 1 cbm, dessen kleinere Hälfte zur Aufnahme des Windes dient. Die Windpressung, welche man durch diese Gebläse erlangt, ist 0,6 bis 1 m Wassersäule, das Gefälle derselben 5 bis 10 m, die Aufschlagwassermenge pro Minute 0,06 bis 0,1 cbm, und die von derselben gelieferte Windmenge pro Minute 0,04 bis 0,12 cbm.

Der Wirkungsgrad dieser Gebläse ist nach D'Aubuisson sowie nach Thibaud und Tardy*) nur 0,10 bis 0,15; und soll nach neueren Versuchen von Rittinger sogar nur 0,05 betragen**).

Die schönsten Wassertrommelgebläse hat der Verfasser auf der Eisenhütte zu Lauffen am Rheinfall bei Schaffhausen vorgefunden. Mit diesen Gebläsen wurden nicht nur zwei Frisch- und ein Stahlfeuer, sondern auch der Hohofen mit Wind versorgt. Das Gebläse für den letzteren bestand aus fünf gußeisernen Einfallröhren von circa 0,2 m Weite, welche in einem ausgemauerten, mit einer Eisenplatte bedeckten Bassin ausmündeten.

Nach den bekannten Principien der Hydraulik läßt sich die Theorie der Wassertrommelgebläse wie folgt entwickeln. Es sei *a* die Tiefe der Trichtermündung und also auch die der Saugröhren unter dem Oberwasserspiegel,

---

*) S. Annales des Mines, T. VIII, und Karstens Archiv, Bd. 8.

**) S. die österreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, Jahrgang 1856, Nr. 35.

b der durch die Höhe einer Wassersäule gemessene äußere Luftdruck, x der auf gleiche Weise gemessene Luft- und Wasserdruck an der gedachten Einmündung im Innern der Saugröhre; ferner ε das Verhältniß der Dichtigkeit des Wassers zu der der eingesaugten Luft, v die Geschwindigkeit des Wassers und v_1 die der Luft beim Eintritte in den Raum unter dem Halse des Trichters. Dann ist

$$b + a - x = \frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

$$b - x = \frac{v_1^2}{2g\varepsilon} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Bezeichnet ferner F den Querschnitt des Halses oder der Einmündung für das Wasser und F_1 die Summe der Querschnitte der Sauglöcher, sowie Q das Aufschlagwasser und Q_1 die eingesaugte Windmenge, so ist

$$Q = Fv \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

und

$$Q_1 = F_1 v_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

Ist G der Querschnitt der Einfallröhre und w die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser und die Luft gemeinschaftlich in derselben niedersinken, so gilt auch die Gleichung:

$$Fv + F_1 v_1 = Gw \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

Die Einfallröhre, deren Höhe a_1 von der Einmündung der Sauglöcher bis zu dem Unterwasserspiegel außerhalb der Trommel gemessen wird, ist theils mit Wasser, theils mit Luft erfüllt; nimmt man an, daß das erstere im Ganzen die Höhe y, und die letztere im Ganzen die Höhe z einnehme, so können wir

$$y + z = a_1 \text{ und } \frac{y}{z} = \frac{Q}{Q_1}$$

setzen, so daß nun

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1} \text{ und } z = \frac{Q_1 a_1}{Q + Q_1} \quad \ldots\ldots (6)$$

folgt.

Endlich ist, wenn man den Wassermanometerstand oder die Tiefe des Wasserspiegels innerhalb der Trommel unter dem Unterwasserspiegel außerhalb derselben durch h_1 bezeichnet und annimmt, daß das Gefälle z von den Wasser- und Luftwirbeln aufgezehrt werde, zu setzen

$$Q\,(x + y - b) + Q_1\,[x - (b + h_1)]$$
$$= Q\left(\frac{w^2 - v^2}{2g} + \frac{(v - w)^2}{2g}\right) + \frac{Q_1}{\varepsilon}\left(\frac{w^2 - v_1^2}{2g} + \frac{(v_1 - w)^2}{2g}\right) \; (7)$$

weil das Wasserquantum Q beim Niedersinken in der Einfallröhre aus der

Pressung $x + y$ in die von b und das Luftquantum Q_1 aus der Pressung x in die von $b + h_1$ übergeht, weil ferner hierbei das Wasser mit der Geschwindigkeit v und die Luft mit der Geschwindigkeit v_1 zutritt, und beide Geschwindigkeiten plötzlich in die Geschwindigkeit w übergehen, welche auch zugleich die Geschwindigkeit des Wassers und der Luft beim Austritte aus der Röhre ist.

Giebt man Q, Q_1, F und a, so läßt sich nach den Gleichungen (1, 2, 3, 4) berechnen:

$$v = \frac{Q}{F},$$

$$x = b + a - \frac{v^2}{2g},$$

$$v_1 = \sqrt{2 g \varepsilon (b - x)},$$

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1}.$$

Ist noch der Querschnitt G und die Länge a_1 der Einfallröhre gegeben, so bestimmt sich mittelst der Gleichungen (5) und (6)

$$w = \frac{Q + Q_1}{G}$$

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1},$$

und mittelst der Gleichung (7) der Manometerstand:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1}\left(y - (b - x) + \frac{w(v - w)}{g}\right) - (b - x) + \frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g}.$$

Das ganze Gefälle des Gebläses ist

$$h = a + a_1,$$

und der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = \frac{Q_1}{Q} \frac{h_1}{a + a_1}.$$

Um den Wasserstoß beim Eintritte in die eigentliche Einfallröhre zu vermeiden, muß man $w = v$, und folglich

$$G = \frac{Q + Q_1}{v} = F + \frac{Q_1}{v}$$

machen.

In der Regel fällt dann auch noch das Glied $\frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g}$ klein genug aus, um es außer Acht lassen zu können, daher hat man dann einfach:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1} y - \frac{Q + Q_1}{Q_1}(b - x) = \frac{Q^2 a_1}{Q_1(Q + Q_1)} - \frac{Q + Q_1}{Q_1}(b - x),$$

und

$$\eta = \left(\frac{Q^2 a_1}{Q + Q_1} - (Q + Q_1)(b - x)\right) : Qh = \frac{Q^2 a_1 - (Q + Q_1)^2 (b - x)}{Q(Q + Q_1) h}.$$

Man ersieht aus dieser Formel, daß der Wirkungsgrad eines Wassertrommelgebläses um so größer ausfällt, je größer die Länge a_1 der Einfallröhre, je kleiner also die Tiefe a der Trichtermündung unter dem Oberwasserspiegel, und je kleiner die Windmenge Q_1 in Hinsicht auf die Wassermenge Q ist, ferner je mehr sich der innere Luft- und Wasserdruck x dem äußeren Luftdrucke b nähert und je mehr das Gebläse Gefälle hat. Ist Q_1 und $b - x$ sehr klein, so hat man:

$$\eta = \frac{Q a_1}{(Q + Q_1) h}.$$

Beispiel. Ein Wassertrommelgebläse soll bei einem Gefälle $h = 8$ m und einem Aufschlagquantum $Q = 0{,}05$ cbm pro Secunde eine Windmenge $Q_1 = 0{,}1$ cbm liefern; welche Pressung wird von dem Winde und welcher Wirkungsgrad von dem Gebläse zu erwarten sein?

Giebt man dem Halse oder der Ausmündung des Trichters eine Weite von 0,12 m, also einen Querschnitt von 0,0113 qm, so hat man die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgange durch die Mündung

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{0{,}05}{0{,}0113} = 4{,}42 \text{ m}.$$

Soll die hydraulische Druckhöhe x des Wassers an der Mündung nur etwa 0,34 m kleiner sein, als die Wasserbarometerhöhe $b = 10{,}34$ m, setzt man also $x = 10$ m voraus, so folgt die Tiefe a der Trichtermündung unter dem Oberwasserspiegel

$$a = \frac{v^2}{2g} - (b - x) = \frac{4{,}42^2}{2 \,.\, 9{,}81} - 0{,}34 = 0{,}656 \text{ m}.$$

Ferner folgt mit $\varepsilon = 800$ die Geschwindigkeit der durch die Seitenlöcher strömenden Luft

$$v_1 = \sqrt{2 g \varepsilon (b - x)} = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 800 \,.\, 0{,}34} = 73{,}05 \text{ m},$$

und daher der erforderliche Querschnitt der Saugmündungen

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{0{,}1}{73{,}05} = 0{,}00137 \text{ qm}.$$

Giebt man der Einfallröhre einen Durchmesser von 0,20 m, also 0,0314 qm Querschnitt, so erhält man die Geschwindigkeit der Luft und des Wassers in der Einfallröhre zu

$$w = \frac{Q + Q_1}{G} = \frac{0{,}15}{0{,}0314} = 4{,}78 \text{ m}.$$

Die Länge der Einfallröhre ist

$$a_1 = h - a = 8 - 0{,}656 = 7{,}344 \text{ m},$$

und die Höhe der Wassersäule in derselben

$$y = \frac{Q\,a_1}{Q + Q_1} = \frac{0{,}05\,.\,7{,}344}{0{,}15} = 2{,}448\,\text{m}.$$

Noch ist

$$\frac{w\,(v - w)}{g} = \frac{4{,}78\,(4{,}42 - 4{,}78)}{9{,}81} = -\,0{,}176\,\text{m}$$

und

$$\frac{w\,(v_1 - w)}{\varepsilon\,g} = \frac{4{,}78\,(73{,}05 - 4{,}78)}{800\,.\,9{,}81} = 0{,}042\,\text{m},$$

daher folgt der Manometerstand oder die durch eine Wassersäule gemessene Windpressung:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1}\left[y - (b - x) + \frac{w\,(v - w)}{g}\right] - (b - x) + \frac{w\,(v_1 - w)}{\varepsilon\,g}$$

$$= \frac{0{,}05}{0{,}1}\,(2{,}448 - 0{,}34 - 0{,}176) - 0{,}34 + 0{,}042 = 0{,}668\,\text{m},$$

und der Wirkungsgrad des Gebläses

$$\eta = \frac{Q_1\,h_1}{Q\,h} = \frac{0{,}1\,.\,0{,}668}{0{,}05\,.\,8} = 0{,}167.$$

In Folge der Nebenhindernisse wird der Nutzeffect aber noch beträchtlich kleiner ausfallen.

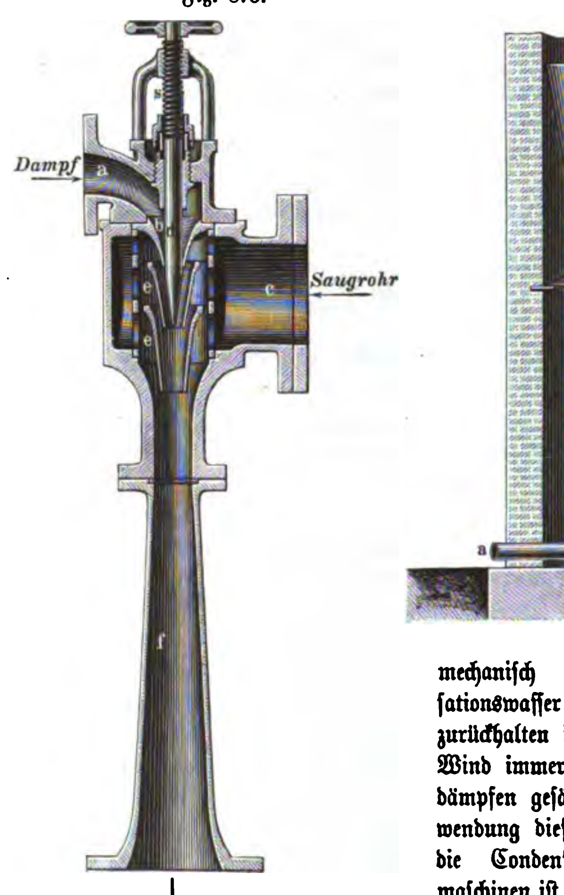
Anmerkung. In welcher Weise man niedersinkendes Wasser zur Compression von Luft verwendet hat, wurde schon in §. 165 gelegentlich der Höll'schen Luftmaschine angeführt.

Dampfstrahlgebläse. In der neueren Zeit hat man auch die Wirkung der Dampfstrahlen dazu benutzt, Luft anzusaugen und in eine gewisse Pressung zu versetzen. Während zuerst (1870) von W. Siemens in London die Anwendung des Dampfstrahls hierzu benutzt worden ist, haben sich insbesondere die Gebrüder Körting in Hannover die Ausführung von Dampfstrahlgebläsen für die verschiedensten Zwecke der Technik angelegen sein lassen. Die Wirksamkeit dieser Apparate ist derjenigen der im §. 163 besprochenen Injectoren analog. Auch hier wird der Dampf nach einer durch ein conisches Ventil regulirbaren Düse geführt, durch welche er mit einer seiner Spannung entsprechenden Geschwindigkeit ausströmt, dabei die durch eine größere Anzahl von Saugdüsen hinzutretende Luft mit sich fortreißend und durch ein Abgangsrohr fortdrückend. Die hierdurch erzeugte Pressung ist zwar immer nur eine sehr geringe, doch empfiehlt sich der Apparat vermöge seiner großen Einfachheit der Ausführung, Aufstellung und Handhabung in allen Fällen, in denen eine geringe Pressungsdifferenz genügt. So sind diese Apparate namentlich zur Grubenventilation, ferner als Zugbeförderung der Schornsteine und als Unterwindgebläse für Gasgeneratoren, Schweiß- und andere Flammöfen vielfach mit Vortheil zur Anwendung gekommen, auch zum Absaugen des Gases aus den Retorten der

§. 214.

Gasanstalten hat man sie vortheilhaft verwendet. Ihrer Anwendung als Schmiedegebläse dürfte der bedeutende Feuchtigkeitsgehalt des erzeugten Windes hindernd im Wege stehen, denn wenn die genannten Constructeure auch durch sehr sinnreiche in die Windleitung eingeschaltete Apparate das

Fig. 873. Fig. 874.



mechanisch mitgerissene Condensationswasser bis zu gewissem Grade zurückhalten können, so ist doch der Wind immer noch ein mit Wasserdämpfen gesättigter. Bei der Verwendung dieser Strahlapparate für die Condensatoren der Dampfmaschinen ist es indessen kein Dampfstrahl, sondern der Strahl des Injectionswassers, durch dessen lebendige Kraft das Vacuum im Condensator erzeugt wird, so daß diese Einrichtung im Wesentlichen mit der Thomson'schen Strahlpumpe (s. §. 163) auf gleichem Principe beruht.

Von den mancherlei Anwendungsarten der Körting'schen Strahlgebläse mögen im Folgenden nur einige der hauptsächlichsten angeführt werden.

Aus Fig. 873 ist die innere Einrichtung eines Strahlgebläses ersichtlich, welchem durch das Rohr *a* der Dampf zugeführt wird, der durch die Düse *b* ausströmt, deren Oeffnung durch den conischen Dorn *d* mittelst der Schraube *s* regulirt werden kann. Die durch das Saugrohr *c* eintretende Luft wird durch die Saugdüsen *ee*, deren Anzahl zuweilen drei, vier und noch mehr beträgt, angesaugt und gelangt mit dem Dampfe zusammen durch das Rohr *f* nach der Windleitung.

Fig. 875.

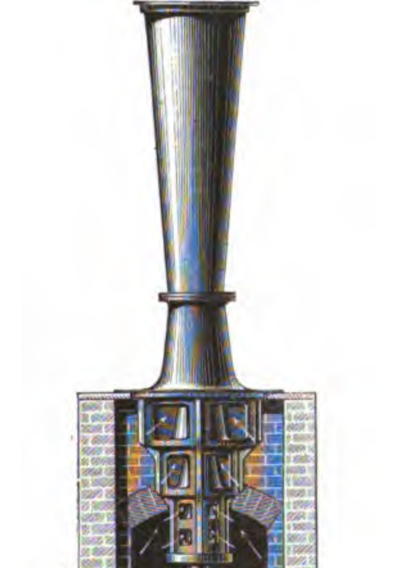
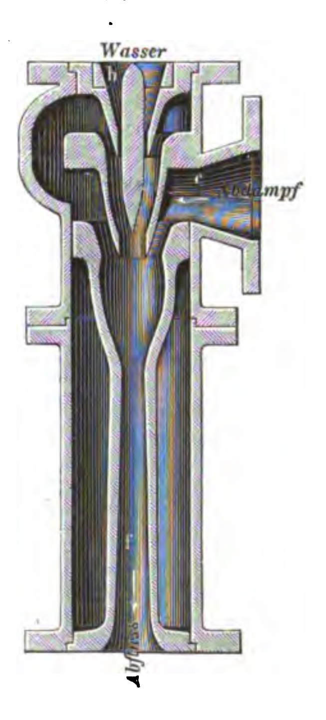


Fig. 876.



In welcher Weise dieser Apparat als Schornsteinventilator Verwendung findet, zeigt Fig. 874, wo das Ansaugen der Feuergase aus dem Fuchscanale *c* geschieht, und der Schornstein *S* als Fortsetzung der Windleitung *f* anzusehen ist. Ebenso zeigt Fig. 875 einen Exhaustor für Gruben, welcher die aus der Strecke *c* hinzutretenden Wetter auszieht. Die Spindel *g* dient hier zur Regulirung des Querschnittes der Dampfdüse.

Schließlich ist noch in Fig. 876 die Einrichtung eines Strahlcondensators dargestellt, bei welchem das durch die Düse *b* eingeführte Injections-

wasser den durch c hinzutretenden Abdampf der Dampfmaschine condensirt, worauf das condensirte und eingespritzte Wasser und die dem Wasser beigemengte Luft durch das Rohr f fortgedrückt wird, so daß hierdurch die Nothwendigkeit einer besonderen Luft- und Warmwasserpumpe entfällt.

Schlußanmerkung. Da die benutzten einzelnen Abhandlungen über die Gebläse- und Wettermaschinen schon angeführt worden sind, so bleibt nur noch übrig, die hauptsächlichsten Schriften und zumal die vollständigen Werke über diese Maschinen zu citiren. In den älteren Werken über Mechanik ist über Gebläse- und Wettermaschinen nichts oder nur wenig enthalten. Gerstner behandelt im dritten Bande seiner Mechanik vorzüglich die Kastengebläse und theilt eine neue Berechnung der Koch'schen Versuche (s. Bd. I, Anmerkung zu §. 431) über die Ausströmung der Luft mit, welche jedoch wegen Verwechselung des Hannoverschen Fußes mit dem Pariser Fuße unrichtig ausgefallen ist. In D'Aubuisson's mehrfach citirter Hydraulik findet man nur eine kurze, sich größtentheils auf die Ausströmungsverhältnisse des Windes beschränkende Abhandlung über Gebläse. Ausführlicher und ziemlich systematisch sind die Gebläse in dem Cours des Machines von Migout und Bergery behandelt. Der Artikel „Gebläse" in Prechtl's technologischer Encyclopädie enthält nur eine beschreibende und zusammenstellende Abhandlung über diese Maschinen. Ausführlicher handelt von diesen Maschinen die praktische Eisenhüttenkunde von Walter de Saint-Ange, nächstdem Karsten's Eisenhüttenkunde, sowie Karsten's Handbuch und Scheerer's Lehrbuch der Metallurgie, und das Handbuch der Roheisenfabrikation von Valerius. Die Literatur über Gebläse ist ziemlich vollständig mitgetheilt in Kerl's Handbuch der metallurgischen Hüttenkunde, sowie die über Ventilatoren und Centrifugalpumpen in Rittinger's Schrift „Die Centrifugalventilatoren, Wien 1858". Man sehe ferner das schon mehrfach angeführte Werk v. Hauer's, die Hüttenwesensmaschinen, sowie Ledebur, die Verarbeitung der Metalle und Lottner-Serlo, Leitfaden zur Bergbaukunde, Bd. II. Ausführliche Literaturangaben finden sich in Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV. Vollständige Beschreibungen einiger Gebläse enthält auch Tunner's Schrift „die Stabeisen- und Stahlbereitung in Frischherden, Freiberg 1858". Ueber Wetterführung und Wettermaschinen handelt Ponson's Traité de l'Exploitation des Mines de Houille, Tom. II, sowie Combes' Traité complet de l'Aérage des Mines, nebst Supplement, sowie auch dessen Handbuch der Bergbaukunst. Von der Ventilation der Gebäude u. s. w., sowie von den hierbei angewendeten Ventilatoren u. s. w. findet sich eine systematische Zusammenstellung und Beschreibung mit Abbildungen im 21. Jahrgange der allgemeinen Bauzeitung von Förster, Wien 1856. Mehrere wichtige praktische Mittheilungen und Bemerkungen über Gebläsemaschinen enthält Truran's Schrift „The Iron Manufacture of Great-Britain, 1855". Ueber die Theorie der Ventilatoren ist außer den Schriften von Combes, Redtenbacher, Ponson, Rittinger u. s. w. noch Resal's Abhandlung „die Berechnung des Nutzeffectes und Construction der Ventilatoren", im polytechn. Centralblatt 1855, oder in den Annales des Mines Sér. V, T. VI, 1854 nachzulesen. Siehe ferner Trasenster's theoret. und experiment. Untersuchungen über Wettermaschinen im zweiten Bande der Mem. de la Société Roy. des Sciences à Liège, deutsch im Ergänzungsbande der berg- und hüttenmännischen Zeitung von 1844. Ferner in den Annales des Travaux publics de Belgique, T. XI (1852 bis 1853):

Recherches expér. sur les Appareils destinés à l'Aérage par Jochams. Auch gehört hierher: Glépin's Mémoire sur les appareils appliqués à la ventilation des Mines, Mons 1844. Ueber verschiedene Systeme von Ventilatoren und Lüftungsmaschinen handelt Armengaud's Génie industriel 1854, auch Dingler's polytechn. Journal, Bd. 133, 1854.

Ein Schiele'sches Flügelgebläse, getrieben von einer Henschel'schen Turbine mit horizontaler Aufstellung, arbeitet auf dem Hammerwerke Mandelholz am Harz, s. Mittheilung des Gewerbevereins im Königreich Hannover 1858. Ueber die Centrifugalgebläse sind besonders anzuführen: Werner, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1869 und Fink, Theorie und Construction der Kolben- und Centrifugalpumpen, der Turbinen, Ventilatoren und Exhaustoren. Berlin 1878.

Alphabetisches Sachregister.

Die angeführten Ziffern geben die Seitenzahl an.

A.

D.

E.

F.

J.

K.

L.

M.

N.

O.

P.

Q.

R.

S.

T.

U.

V.

W.



